



TUGAS AKHIR - TM 145502

**KAJI NUMERIK *STEAMER* BERBAHAN
BAKAR LPG PADA INDUSTRI KECIL TAHU
MENGUNAKAN PROGRAM ANSYS 14.0**

**LISA ANDRIANI
NRP 2112 030 076**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Denny M. E. Soedjono, MT**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA 3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM 145502

**EXAMINE NUMERIC OF STEAMER
BOILER WITH LPG BURNER FOR SMALL
TOFU-INDUSTRIES WITH ANSYS 14.0
PROGRAMME**

**LISA ANDRIANI
NRP 2112 030 076**

**Counsellor Lecture :
Ir. Denny M. E. Soedjono, MT**

**DIPLOME 3 PROGRAM MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

LEMBAR PENGESAHAN

KAJI NUMERIK *STEAMER* BERBAHAN BAKAR LPG PADA INDUSTRI KECIL TAHU MENGUNAKAN PROGRAM ANSYS 14.0

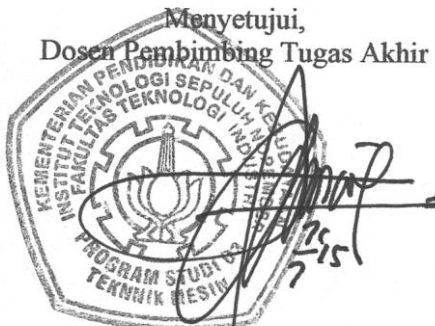
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma 3 Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Lisa Andriani
NRP. 2112 030 076

Menyetujui,
Dosen Pembimbing Tugas Akhir



Ir. Denny M. E. Soedjono, MT
NIP. 19570331 198803 1 001

**SURABAYA
JUNI 2015**

KAJI NUMERIK *STEAMER* BERBAHAN BAKAR LPG PADA INDUSTRI KECIL TAHU MENGGUNAKAN PROGRAM ANSYS 14.0

Nama Mahasiswa : Lisa Andriani
NRP : 2112030076
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Denny M.E. Soedjono, MT

Abstrak

Ketel uap adalah bejana tertutup yang mengubah air menjadi uap air menggunakan panas yang diproduksi secara efisien melalui proses pembakaran bahan bakar di ruang bakar. Adanya ketel uap diharapkan menghasilkan panas yang efisien dengan biaya yang rendah, sehingga bahan bakar kayu maupun ampas tebu digunakan. Seiring dengan perkembangan jaman, LPG menjadi bahan bakar alternatif pengganti bahan bakar kayu.

Kaji numerik pada ketel uap menggunakan Program ANSYS 14.0 ditujukan untuk mensimulasikan perencanaan steamer dengan kapasitas uap hasil $70 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$ dengan menggunakan LPG sebagai bahan bakar. Perencanaan jenis ketel uap ini digunakan sebagai unit penggerak proses pengolahan industri kecil tahu.

Pada industri kecil tahu, direncanakan proses pengolahannya menggunakan uap dengan temperatur 130°C dan 2 atm sebagai tekanan operasional boiler. Jenis ketel uap yang dirancang adalah steamer. Bahan drum ketel menggunakan drum aspal dengan diameter 56 cm dan tinggi total drum 87 cm. Sedangkan pipa-pipa airnya menggunakan Carbon Steel Boiler Tubes ASME SA-178A GRADE A / SA-214 dengan diameter luar 0,0381 m dan diameter dalam 0,035687 m sehingga dari perencanaan dan perhitungan dapat diketahui kecepatan maksimum fluegas $1,083427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ dan banyak pipa 58 buah dengan satu laluan sehingga direncanakan design ketel uap dan distribusi temperatur disimulasikan dengan Program ANSYS 14.0.

Kata kunci: ketel uap, steamer, pipa, kecepatan maksimum fluegas, ANSYS 14.0, LPG, distribusi temperatur.

EXAMINE NUMERIC OF STEAMER WITH LPG BURNER FOR SMALL TOFU-INDUSTRIES WITH ANSYS 14.0 PROGRAMME

Name : Lisa Andriani
NRP : 2112030076
Department : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Lecturer : Ir. Denny M.E. Soedjono, MT

Abstraction

Boiler is a closed vessel can convert water into water vapor using heat is produced efficiently from combustion of fuel in combustion chamber. With boiler is hoped can produce heat efficiently with lower cost, so the fuel like wood and bagasse is used. However, along with the development of LPG is an alternative fuel to substitute for fuel wood.

Examine numeric of boiler is using ANSYS 14.0 Programme to simulation of steamer plan with a steam capacity $70 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ using LPG as fuel. This boiler plan is used as a drive unit processing small tofu-industries.

Small tofu-industries knows only the planning process using steam with 130°C , at 2 atm as pressure operation. The design type of boiler is steamer. Materials used drum asphalt kettle drum with a diameter of 56 cm and total height of drum 87 cm. As for the pipes the water pipe using Carbon Steel Boiler Tubing ASME SA-178A GRADE A / SA-214 with an diameter outside of 0,0381 m and 0,035687 m diameter inside so that the analysis and calculation the maximum velocity of fluegas can be seen at $1,083427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ and a lot of pipe 58 object with one pass, so that can be planned design and the temperature of distribution is simulated with ANSYS 14.0 programme.

Keywords: boilers, steamer, pipes, LPG, maximum velocity of fluegas, temperature of distribution, ANSYS 14.0

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **KAJI NUMERIK STEAMER BERBAHAN BAKAR LPG PADA INDUSTRI KECIL TAHU MENGGUNAKAN PROGRAM ANSYS 14.0.**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Terlaksana dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerjasama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Denny M.E Soedjono, MT selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Eddy Widiyono, M. Sc., selaku dosen pembimbing Laboratorium Metalurgi yang memberikan saya arahan selama menjadi mahasiswa dan mau memberikan ide Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Arino Anzip, M Eng., Sc., selaku dosen wali.
5. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak Ir. Joko Sarsetyanto, MT., dan bapak Giri Nugroho, ST, M.Sc., selaku dosen penguji Tugas Akhir.
7. Bapak/Ibu dosen dan seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.

8. Orang tua penulis tersayang, ibu Masirin dan bapak Moch Arif Nasution. Terimakasih atas dukungan baik moril dan materil serta do'anya yang senantiasa diberikan selama ini.
9. Muhammad Masyruhin, Amd yang selalu memberikan dukungan, semangat dan do'a yang sangat berarti selama ini.
10. Hayu Rara Febby Hapsari, Amd yang senantiasa bersedia memberikan masukan pada Tugas Akhir ini.
11. Rendy Krisnanta Putra, ST yang senantiasa memberikan dukungan semangat dan masukan pada Tugas Akhir ini.
12. Davit Priambodo selaku partner Tugas Akhir, terima kasih atas kerjasama dan semangatnya yang senantiasa diberikan.
13. Keluarga "Anak Gaul Desa Binor" Paiton selaku rekan-rekan kerja praktek Unit Pembangkit Paiton 2014, Probolinggo yang senantiasa memberikan dukungan semangat dan do'a yang sangat berarti.
14. Esti Nur Afifah yang senantiasa memberikan masukan dan kesabaran saat tinggal bersama di masa-masa perkuliahan.
15. Saudara-saudara angkatan 2012 dan warga D3 Teknik Mesin ITS, rekan-rekan Laboratorium Metalurgi, rekan-rekan Tugas Akhir di Laboratorium Teknik Pendingin. Terimakasih atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini, semoga sukses untuk kita semua.
16. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat terus dikembangkan dan disempurnakan lebih lanjut.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

(Lisa Andriani)
2112 030 076

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Ketel Uap.....	5
2.2 Klasifikasi Ketel Uap	6
2.2.1 Klasifikasi Berdasarkan Tekanan.....	7
2.2.2 Klasifikasi Berdasarkan Keluaran.....	7
2.2.3 Klasifikasi Berdasarkan Bahan Bakar.....	8
2.2.4 Klasifikasi Berdasarkan Tipe <i>Tube</i>	8
2.3 Sistem Bahan Bakar	14
2.3.1 Bahan Bakar.....	14
2.3.1.1 Gas.....	14
2.3.1.2 Liquefied Petroleum Gas (LPG).....	15
2.3.1.3 Minyak.....	15
2.3.1.4 Batu Bara.....	15
2.3.1.5 Listrik	15
2.4 Pembakaran	16
2.4.1 Tipe Pembakaran	16
2.4.2 Proses Pembakaran	16
2.4.3 Reaksi Kimia.....	17
2.4.4 Udara Pembakar.....	17
2.5 Nilai Kalor Pembakaran	18

2.6 Termodinamika	19
2.6.1 Kekekalan Massa Pada Keadaan <i>Steady State</i>	20
2.6.2 Kekekalan Energi Suatu Volume Atur	20
2.6.3 Efisiensi <i>Boiler</i>	22
2.7 Perpindahan Panas.....	22
2.7.1 Konduksi.....	23
2.7.1.1 Konduksi Satu Dimensi Pada Dinding Silinder	25
2.7.1.2 Distribusi Temperatur	25
2.7.1.3 Laju Perpindahan Panas Dan Hambatan Termal.....	26
2.7.1.4 Konduksi Satu Dimensi Pada Dinding Silinder Berlapis.....	26
2.7.2 Konveksi	27
2.7.2.1 Konveksi Aliran Eksternal Pada Silinder (Aliran Melintang Silinder).....	28
2.7.2.2 Konveksi Aliran Eksternal Pada Jajaran Pipa	31
2.7.2.3 Konveksi Aliran Internal	34
2.7.2.4 Temperatur Rerata.....	35
2.7.2.5 Daerah <i>Full Developed</i>	36
2.7.3 Pesawat Penukar Kalor	38
2.7.3.1 Tipe Pesawat Penukar Kalor	38
2.7.3.2 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan	39
2.7.3.3 Analisis Pesawat Penukar Kalor (LMTD).....	40
2.7.3.3.1 Tipe Aliran Paralel.....	40
2.7.3.3.2 Tipe Aliran Berlawanan Arah.....	42
2.7.3.3.3 Tipe Aliran Multipass dan Aliran Silang.....	43
2.8 Prinsip Kerja Industri Tahu	45
2.9 Program ANSYS 14.0	46

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahap Penelitian	49
3.2 Penjelasan Diagram Alir Proses Pembuatan Ketel Uap Pipa	51
3.2.1 Tinjauan Pustaka.....	51
3.2.2 Pengambilan Data	51
3.2.3 Perencanaan dan Perhitungan	51
3.2.3.1 Tahap Perhitungan Unjuk Kerja <i>Boiler</i>	51
3.2.3.2 Tahap Perhitungan Laju Aliran Bahan Bakar Penyusunan Laporan	52
3.2.3.3 Tahap Perhitungan Biaya LPG Yang Digunakan.....	52

3.2.3.4 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas <i>Internal Flow</i>	52
3.2.3.5 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas <i>Eksternal Flow</i>	52
3.2.3.6 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas Konduksi Yang Terjadi Pada Pipa, Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Jika Kedua Fluida Dipisahkan Oleh Dinding Silinder Berdasarkan Luas Permukaan Luar Pipa	52
3.2.3.7 Panjang Pipa Yang Dibutuhkan	53
3.2.4 Aplikasi Ke Program ANSYS 14.0	53
3.2.5 Penyusunan Laporan	53
3.2.6 Kondisi Batas Sistem	57

BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

4.1 Analisis Kesetimbangan Massa Dan Energi Melalui Tinjauan Termodinamika	59
4.1.1 Perhitungan Kalor Sebagai Unjuk Kerja <i>Boiler</i>	59
4.1.2 Perhitungan Laju Aliran Bahan Bakar Yang Masuk (\dot{m}_{bb}) dan Panas yang Masuk (\dot{Q}_{in})	60
4.1.3 Perhitungan $\dot{Q}_{fluegas}$ Yang Dihasilkan	61
4.1.4 Perhitungan Biaya LPG Yang Digunakan	61
4.2 Analisis Perpindahan Panas Untuk <i>Design Steamer</i>	62
4.2.1 Pemilihan Pipa Yang Tersedia Di Pasaran	63
4.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)	64
4.2.3 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)	64
4.2.4 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Jika Kedua Fluida Dipisahkan Oleh Dinding Silinder Berdasarkan Luas Permukaan Luar Pipa	69
4.2.5 Perhitungan <i>Log Mean Temperature Difference</i> (ΔT_{lm})	69
4.2.6 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)	70
4.3 Rencana <i>Design Steamer</i>	70
4.3.1 Perencanaan <i>Design Steamer</i>	70
4.3.2 <i>Design Steamer</i> menggunakan ANSYS 14.0	71
4.4 Cara kerja <i>Steamer</i>	77
4.5 <i>Design Steamer</i> Dengan <i>Solidwork</i>	77

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan.....79

5.2 Saran.....81

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIOGRAFI

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Ciri-ciri LPG.....	15
Tabel 2.2 Harga tipikal koefisien perpindahan panas konveksi ..	28
Tabel 2.3 Konstanta persamaan 2.33.....	30
Tabel 2.4 Konstanta persamaan 2.33 untuk non sirkular silinder	31
Tabel 2.5 Konstanta C1 pada persamaan 2.34.....	33
Tabel 2.6 Konstanta C2 pada persamaan 2.35.....	33
Tabel 4.1 Konstanta persamaan.....	68

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi boiler.....	6
Gambar 2.2 Firetube boiler.....	8
Gambar 2.3 Watertube boiler	9
Gambar 2.4 Prinsip kerja <i>watertube boiler</i>	10
Gambar 2.5 Klasifikasi dari <i>watertube boiler</i>	10
Gambar 2.6 Tipe <i>boiler</i> D, A, O.....	12
Gambar 2.7 Tipe <i>boiler</i> sirkulasi paksa.....	13
Gambar 2.8 Enthalpy vs. Temperatur.....	19
Gambar 2.9 Ilustrasi yang digunakan untuk mengembangkan prinsip kekekalan energi suatu volume atur, (a) waktu, (b) waktu $t + \Delta t$	21
Gambar 2.10 Perpindahan panas konduksi, konveksi, radiasi.....	22
Gambar 2.11 Perpindahan panas konduksi dengan difusi energi akibat aktivitas molekuler.....	24
Gambar 2.12 Konduksi satu dimensi <i>steady state</i>	25
Gambar 2.13 Konduksi pada silinder	25
Gambar 2.14 Konduksi satu dimensi dinding silinder berlapis ...	26
Gambar 2.15 Pertumbuhan lapisan batas pada perpindahan panas konveksi	27
Gambar 2.16 Pembentukan lapisan batas pada aliran melintang silinder.....	29
Gambar 2.17 Profil kecepatan pada aliran melintang silinder.....	29
Gambar 2.18 Pengaruh turbulensi terhadap titik separasi	30
Gambar 2.19 Susunan pipa.....	32
Gambar 2.20 Profil kecepatan pada aliran internal	34
Gambar 2.21 Pofil temperatur pada aliran internal $T_{r,o} < T_s$	35
Gambar 2.22 Pesawat penukar kalor tipe pipa dobel : a) aliran paralel b) aliran berlawanan arah.....	38
Gambar 2.23 Pesawat penukar kalor : a) kedua fluida tidak bercampur b) satu fluida bercampur yang lain tidak bercampur	38
Gambar 2.24 Pesawat penukar kalor tipe <i>shell and tube</i>	39
Gambar 2.25 Pesawat penukar kalor tipe <i>shell and tube</i> : (a) satu <i>shell</i> dua laluan <i>tube</i> , b. dua <i>shell</i> empat laluan <i>tube</i>	39

Gambar 2.26 Balans energi pada pesawat penukar kalor	40
Gambar 2.27 Pesawat penukar kalor aliran paralel	41
Gambar 2.28 Pesawat penukar kalor aliran berlawanan.....	42
Gambar 2.29 Faktor koreksi LMTD untuk <i>shell and tube</i> dengan satu <i>shell</i> dan kelipatan 2 laluan <i>tube</i>	43
Gambar 2.30 Faktor koreksi LMTD untuk <i>shell and tube</i> dengan satu <i>shell</i> dan kelipatan 2 laluan <i>tube</i>	44
Gambar 2.31 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur.....	44
Gambar 2.32 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan satu fluida bercampur, yang lain tidak bercampur	45
Gambar 2.33 Alur produksi uap pada industri tahu	46
Gambar 2.44 Program ANSYS	46
Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan <i>steamer</i>	50
Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan	55
Gambar 3.3 Diagram alir simulasi ANSYS 14.0	56
Gambar 4.1 Ilustrasi <i>rotated triangle</i> (60^0)	65
Gambar 4.2 <i>Body diagram tube</i>	67
Gambar 4.3 Dimensi percobaan 2 <i>design steamer</i> 2D	71
Gambar 4.4 <i>Design steamer after meshing</i>	72
Gambar 4.5 Distribusi tempertur	68
Gambar 4.6 Distribusi kecepatan	73
Gambar 4.7 Dimensi percobaan 2 <i>design steamer</i> 2D	74
Gambar 4.8 <i>Design steamer after meshing</i>	74
Gambar 4.9 Distribusi tempertur	75
Gambar 4.10 Distribusi kecepatan	75
Gambar 4.12 <i>Design steamer</i>	77

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ketel uap (*boiler*) sebagai sumber energi proses merupakan sistem peralatan yang banyak digunakan pada industri kecil menengah hingga kelas power plant yang bergerak pada bidang pengolahan dan pembangkitan yang memproduksi uap (*steam*). Ketel uap merupakan suatu alat yang biasanya digunakan untuk proses perebusan atau memasak, sterilisasi, penyulingan, pengering dan sebagainya.

Tidak terlepas akan kebutuhan bahan bakar yang dapat digunakan dapat berasal dari fosil (batu bara) ataupun nuklir (uranium) untuk membangkitkan suatu stasiun pembangkit tenaga listrik (P.K. Nag, 2008), gas alam dan minyak.

Ditinjau dari data Semester I-2014 Pusdatin ESDM, produk utama yang dihasilkan dari kilang nasional yaitu berupa produk BBM (gasoline, kerosene, diesel oil, dan fuel oil), LPG, dan produk lainnya (naptha, lubricant, dan lain-lain).

Penggunaan LPG di rumah tangga dianggap sebagai bentuk ketiga transformasi bahan bakar modern setelah perubahan kayu bakar ke minyak tanah kemudian LPG. Namun, seiring dengan keberhasilan program konversi minyak tanah ke LPG, kebutuhan LPG setiap tahun semakin meningkat, padahal produksi LPG yang dihasilkan dari kilang minyak relatif tetap yaitu hanya mampu memenuhi sekitar 10% kebutuhan LPG nasional dan 40% dipasok dari kilang gas sedangkan sisanya sekitar 50% dipenuhi dengan impor. Alhasil, kebutuhan LPG yang harus dipenuhi dengan impor dapat menjadi persoalan baru dalam manajemen energi Indonesia di masa mendatang.

Pada industri kecil-menengah seperti industri tahu, fitur dan kelengkapan yang ada harus mempunyai kondisi kerja yang baik sehingga dapat bekerja secara efisien. Untuk mempertahankan efisiensi yang dikehendaki dan konsumsi bahan bakar seminimal mungkin dalam proses produksinya, penulis ingin melakukan perencanaan dan perhitungan perpindahan panas yang terjadi dalam ketel uap jenis *steamer* dengan data laju aliran massa uap

yang direncanakan $70 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$, beroperasi pada tekanan uap 2 atm, temperatur uap yang dihasilkan 130°C dan berbahan bakar LPG. Sehingga nantinya dapat dianalisis melalui perhitungan biaya konsumsi bahan bakar yang digunakan dalam rentan waktu yang ditentukan pada produksi tahu dan proses perpindahan panas yang terjadi dengan membuat simulasi distribusi temperatur menggunakan program ANSYS 14.0 sehingga dapat diketahui penyebaran panas di dalam *shell* pada *steamer*.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, masalah yang akan dibahas adalah :

1. Bagaimana perhitungan biaya LPG berdasarkan tinjauan thermodinamika?
2. Bagaimana perhitungan proses perpindahan panas yang terjadi dan kecepatan maksimum *fluegas* pada *design steamer* sesuai dengan data laju aliran massa uap, tekanan dan temperatur keluaran yang diinginkan?
3. Bagaimana distribusi temperatur yang dihasilkan *steamer* dengan program ANSYS 14.0?

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan mengacu latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

1. Mengetahui perhitungan biaya LPG yang diperlukan berdasarkan tinjauan thermodinamika.
2. Mengetahui perhitungan proses perpindahan panas yang terjadi dan kecepatan maksimum *fluegas* pada *design steamer* sesuai dengan data laju aliran massa uap, tekanan dan temperatur keluaran yang diinginkan.
3. Mengetahui distribusi temperatur yang dihasilkan *steamer* dengan program ANSYS 14.0.

1.4 Batasan Masalah

Dalam pembahasan perencanaan *steamer* ini, penulis memberikan batasan masalah untuk lebih memfokuskan isi laporan Tugas Akhir, sebagai berikut :

1. Tekanan, temperatur uap, laju aliran massa uap yang diketahui merupakan data awal untuk menghitung *mass flow rate* bahan bakar LPG dan banyak pipa yang dibutuhkan.
2. Bahan bakar yang digunakan yaitu LPG (*Liquefied Petroleum Gas*) 12 kg yang beredar di pasaran dengan harga Lokasi Filling Plant / SPPBE / SPPEK region V kota Surabaya-Jatim 10,975/kg.
3. Drum yang dipakai adalah drum Pertamina yang banyak dijumpai di pasaran.
4. Bahan pipa yang digunakan *Carbon Steel Boiler Tubes ASME SA-178A GRADE A / SA-214* dengan nominal diameter sebesar 1 – ½” (11GA).
5. Sistem yang beroperasi pada keadaan tunak (*steady state*).
6. *Friction number* dan radiasi diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat pada penelitian Tugas Akhir ini, yaitu mengetahui biaya penggunaan bahan bakar LPG dalam produksi industri tahu, proses perpindahan panas yang terjadi dan kecepatan maksimum *fluegas* serta distribusi temperatur yang terjadi pada *steamer* dengan membuat simulasi menggunakan program ANSYS 14.0.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah :

Bab I. Pendahuluan

Pada bab ini berisi latar belakang dibuatnya Tugas Akhir, rumusan masalah, tujuan penulisan Tugas Akhir, batasan masalah, dan manfaat penelitian.

Bab II. Dasar Teori

Pada bab ini berisi mengenai teori yang mendasari penyusunan laporan Tugas Akhir secara umum khususnya yang berhubungan dengan komponen utama dan penunjang

ketel pipa air, tinjauan termodinamika, dan tinjauan perpindahan panas yang terjadi.

Bab III. Metodologi

Pada bab ini membahas tentang metode penelitian, sasaran penelitian, teknik pengumpulan data, dan langkah analisis data mulai dari persiapan sampai dengan kesimpulan.

Bab IV. Hasil dan Pembahasan

Pada bab ini menguraikan hasil perhitungan untuk perpindahan panas yang terjadi sehingga dimensi dari *steamer* yang diinginkan dapat diketahui melalui hasil perhitungan dan disimulasikan dengan program ANSYS 14.0.

Bab V. Kesimpulan

Pada bab ini menjelaskan mengenai kesimpulan dari keseluruhan proses penyusunan Tugas Akhir.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Ketel Uap

Ketel uap merupakan bejana tertutup yang memproduksi panas yang dihasilkan melalui proses pembakaran yang kemudian mengubah air menjadi uap air. Bahan bakar yang masuk ke *furnace* dinyalakan dan dibakar. Pembakaran bahan bakar melepaskan energi thermal, yang diserap oleh air di dalam *tubes*.

Definisi lain dari ketel uap merupakan bagian dari generator uap dimana dalam kondisi *saturated liquid* dirubah menjadi *saturated steam*, walaupun mungkin susah untuk memisahnya (M.M El-Wakil).

Steamer merupakan salah satu jenis ketel uap berskala kecil yang banyak dijumpai di industri kecil-menengah. *Steamer* memiliki fungsi memanaskan dan merubah air menjadi uap untuk proses perebusan atau memasak, sterilisasi, penyulingan, pengering dan sebagainya.

Berdasarkan fluida yang mengalir dalam pipa atau bejana, ketel uap sering diklasifikasikan dalam dua klasifikasi, yaitu ketel uap pipa api (*firetube boiler*) dan ketel uap pipa air (*watertube boiler*). Pada *firetube boiler*, fluida yang mengalir dalam pipa adalah gas nyala hasil pembakaran yang membawa energi panas yang akan segera mentransfer panas ke air ketel melalui bidang pemanas. Sebaliknya dalam (*watertube boiler*), fluida yang mengalir dalam pipa adalah air dari ketel, sedangkan pemanasan air tersebut dilakukan oleh gas yang beredar di sekitar pipa-pipa.

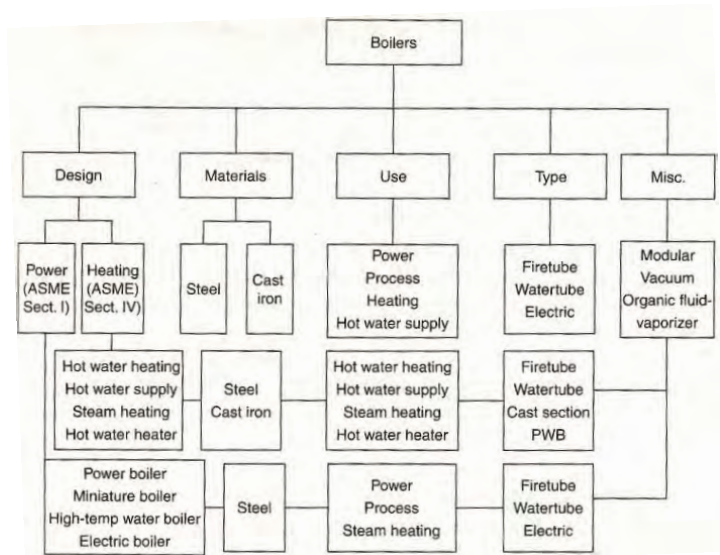
Dari dua klasifikasi tersebut masih banyak klasifikasi yang dapat dijumpai, yaitu klasifikasi berdasarkan kode ASME, klasifikasi berdasarkan tekanan, klasifikasi berdasarkan keluaran, klasifikasi berdasarkan bahan bakar, klasifikasi berdasarkan material, klasifikasi berdasarkan kegunaan, klasifikasi berdasarkan tipe tube, dan macam-macam boiler.

2.2 Klasifikasi Ketel Uap

Pada dasarnya, *boiler* dibuat untuk berbagai ukuran, kondisi, dan bentuk keperluan dalam penemuannya di operasi pembangkitan. Mengurangi biaya pengeluaran, selalu menjadi faktor utama *didesign*nya suatu *boiler*. Modal biaya dari pembangunan *boiler* asalnya dikurangi oleh pengurangan biaya boiler selama *mendesign*, pembuatan, dan pemasangannya. Biaya bahan bakar menjadi bagian utama pada biaya operasi. Jadi boiler *didesign* dengan sebaik-sebaiknya dengan memungkinkan efisiensi pembakaran yang maksimum. Penyeleksian bahan bakar sangat penting, tetapi tidak selalu berdasarkan pengurangan biaya operasi saja, namun juga mengurangi polusi lingkungan. Dengan peningkatan aturan pemerintah terhadap polusi udara, maka suatu *boiler* masa kini *didesign* untuk mengurangi gangguan asap.

Boiler *didesign* dan dibuat berdasarkan standart kode yang diadopsi dari berbagai peraturan hukum pemerintahan. *Boiler and Pressure Vessel Codes* yang dicetak oleh *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) yang telah diterima oleh dunia internasional. Klasifikasi *boiler* dibagi menjadi dua kategori dasar pada kode *design* yang dicetak oleh ASME. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec.I-Power Boilers* digunakan untuk *mendesign* tenaga *boiler*, yakni dengan tekanan *boiler* yang tinggi. Sedangkan pemanasan *boiler*, dengan tekanan *boiler* yang rendah, *didesign* melalui *ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec.IV* aturan untuk konstruksi dari pemanasan *boiler*.

Selain itu, secara umum *boiler* diklasifikasikan berdasarkan *boiler* tekanan tinggi dan *boiler* tekanan rendah. Telah diketahui, *boiler* digunakan untuk menghasilkan uap atau air panas, yang memiliki batas tekanan yang berubah-ubah.



Gambar 2.1 Klasifikasi boiler (reference 5, page 7)

2.2.1 Klasifikasi Berdasarkan Tekanan

Tekanan Tinggi (*High Pressure*)

Uap yang dihasilkan pada tekanan melebihi 15 psig. Jenis ini juga meliputi operasi *boiler* air panas diatas 160 psig atau 250 °F. *Boiler* ini digunakan untuk pembangkit daya dan industri.

Tekanan Rendah (*Low Pressure*)

Uapnya dioperasikan kurang dari 15 psig atau suatu air panas yang beroperasi dibawah 160 psig (12.04514 bar) atau 250°F (121.1111°C). Sebagian besar digunakan untuk pemanasan.

2.2.2 Klasifikasi Berdasarkan Keluaran

Uap (*Steam*)

Boiler ini memproduksi uap, salah satunya kondisi jenuh atau panas lanjut. *Boiler* uap jenuh digunakan pada berbagai penggunaan, terutama untuk industri proses.

Air Panas (*Hot Water*)

Boiler air panas memproduksi air panas. Air panas digunakan untuk industri proses atau pemanasan.

2.2.3 Klasifikasi Berdasarkan Bahan Bakar

Gas Fired

Boiler yang dibakar dengan gas yang diklasifikasikan sebagai *gas-fired boiler*. Gas digunakan oleh *boiler* dapat berupa gas alam, gas propana, atau bentuk lain seperti *liquid natural gas* (LPG).

Oil Fired

Tipe *boiler* yang dibakar dengan minyak.

Coal Fired

Batu bara biasanya digunakan untuk *boiler* yang besar, dan sebagian besar untuk industri dan *boiler* utiliti. Batu bara merupakan bahan bakar ekonomis untuk *boiler* pada industri pembangkit daya.

Electric

Digunakan pada tipe *boiler* bahan bakar konvensional, bahan bakarnya bersih, banyak digunakan di laboratorium penelitian, dan industri makanan dimana gangguan asap menjadi masalah utamanya.

2.2.4 Klasifikasi Berdasarkan Tipe Tube

Boiler diklasifikasikan melalui tipe tube. Ada tiga tipe dasar :

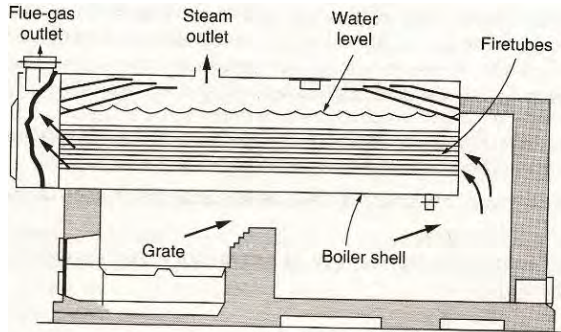
1. *Firetube*

Boiler yang memproduksi uap dari pembakaran bahan bakar melewati *tube*, disekelilingnya (*shell*) berupa air. Unjuk kerja *firetube boiler* dimulai dari 15 sampai 3.000 HP (11,1855 sampai 2237,1 KWh). Tekanan uapnya memiliki batas mencapai 450 psig (32,03994 bar). Keuntungan yang dimiliki jenis ketel ini, diantaranya :

- (1) Relatif tidak mahal
- (2) Mudah untuk dibersihkan
- (3) Ukurannya rapat/padat
- (4) Cocok untuk berbagai ukuran hingga 3000 HP
- (5) Mudah untuk mengganti tube-tubenya
- (6) Penggunaannya cocok dalam kegiatan industri

Namun *Firetube Boiler* juga memiliki beberapa kerugian, diantaranya :

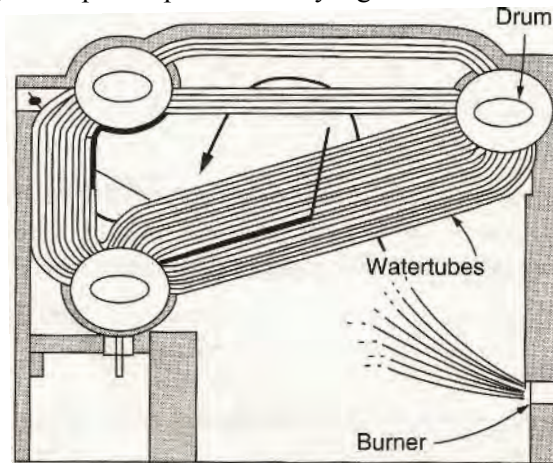
- (1) Tidak cocok untuk tekanan tinggi hingga 300 psig
- (2) Kapasitas uap yang dihasilkan terbatas



Gambar 2.2 Firetube boiler (reference 5, page 10)

2. Watertube

Boiler yang terdapat air melalui *tube* dan memproduksi uap airnya dari proses pembakaran yang ada di sekeliling *tube*.



Gambar 2.3 Watertube boiler (reference 5, page 10)

Pada industri pembangkit daya, semua komponennya *designed*, dikonstruksi, dan diperiksa sesuai dengan standart dari *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec I*.

Keuntungan yang dimiliki *watertube boiler*, diantaranya :

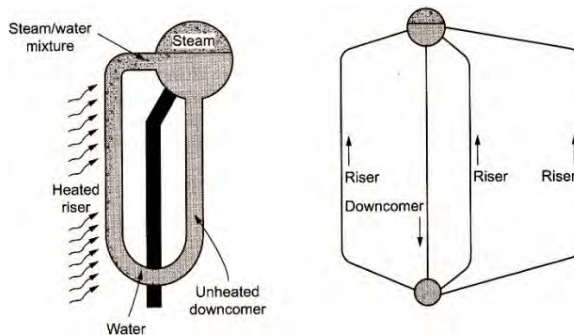
- (1) Cocok untuk kapasitas yang besar
- (2) Mungkin untuk penanganan tekanan yang tinggi

- (3) Memiliki respon yang cepat terhadap perubahan beban
- (4) Dapat mencapai temperatur yang sangat tinggi
- (5) Menyediakan ruang bakar yang memadai untuk pembakaran sempurna

Namun disisi lain, ketel jenis *watertube boiler* juga memiliki kekurangan, diantaranya :

- (1) Memerlukan modal biaya permulaan yang besar
- (2) Pembersihannya susah karena bentuk *design*nya
- (3) Tube-tubenya tidak umum
- (4) Memiliki bentuk fisik yang besar

Sebuah *watertube boiler* terdapat banyak pipa yang terhubung dengan tangki dan tersusun hingga sirkulasi air didalamnya dan pemanasan yang diterima oleh gas panas disekelilingnya. Di dalam lintasan pipa air, gelembung-gelembung uap dibentuk pada sisi pemanasan. Aliran uap dan air bercampur, naik ke atas di pipa-pipa dan uap dilepaskan di dalam tangki uap (*steam drum*). Besar atau aliran air yang dingin dari *steam drum* ke tangki lumpur (*mud drum*), ditunjukkan dari gambar dibawah ini :

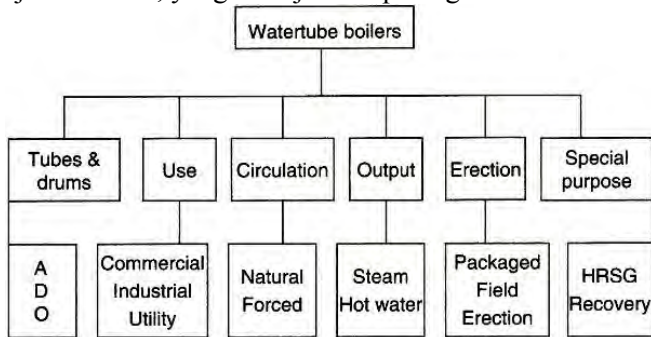


Gambar 2.4 Prinsip kerja *watertube boiler*
(reference 5, page 202)

Pada industri pembangkit daya, *fluegas* dari ruang bakar masuk melalui bank tube, tube superheater, dan keluar melalui cerobong asap.

Dari banyak tipe manufaktur *watertube boiler* di dunia. *Boiler* diklasifikasikan melalui susunan tube dan drum,

penggunaan, sirkulasi alami dari air, keluaran, tipe pembangunan dan tujuan khusus, yang ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.5 Klasifikasi dari *watertube boiler*
(reference 5, page 204)

Klasifikasi dari susunan tube dan drum (struktural)

Secara umum, *watertube boiler* didesign berdasarkan susunan tube dan drum. Terdapat tiga macam susunan tube dan drum, yakni : tipe **A**, **D**, dan **O**

Tipe *boiler* A :

Tipe *boiler* ini didesign seperti huruf “A”. Kapasitas uapnya antara $10.000 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$ ($4535,924 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$), tekanan *design* mencapai 200 hingga 1500 psig (14,80304 hingga 104,4349 bar), temperatur uap mencapai 1050°F ($18083,331^{\circ}\text{C}$).

Keuntungan dari tipe *boiler* A, diantaranya :

- (1) ukuran instalasinya rapat karena keluaran *fluegas* disisi atas depan *boiler*
- (2) superheater berseri menyediakan kurva temperatur
- (3) cocok untuk pemeliharaan temperatur uap karena sedikit kisaran *attemporating*

Tipe *boiler* D :

Designnya terlihat seperti huruf “D”. Kapasitas uapnya berkisar 10.000 hingga $150.000 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$ ($4535,924$ hingga $68038,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$) uap, tekanan *designnya* dari 250 hingga 1.000 psig (18,25042 hingga 69,9611 bar), dan temperatur uap panas lanjut

(*superheated*) mencapai 750°F (398,8889°C). Jenis *boiler* tipe ini sangat populer dikalangan jenis *watertube boiler*.

Keuntungan tipe *boiler* D, diantaranya :

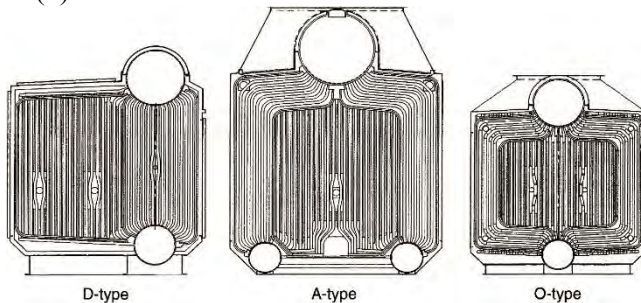
- (1) Kapasitasnya besar
- (2) Hasil *draft loss* terendah pada konsumsi daya yang kecil

Tipe *boiler* O :

Designnya dari pola *tube* seperti huruf “O”. Kapasitas uapnya yang tersedia dari 10.000 hingga 80.000 $\frac{\text{lb}}{\text{h}}$ (4535,924 hingga 36287,39 $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$), 200 hingga 1.500 psig (18,25042 hingga 69,9611 bar) untuk tekanan *design*, dan temperatur uap hingga 1050°F (398,8889°C).

Keuntungan dari jenis *boiler* ini, diantaranya :

- (1) Unitnya rapat, berlanjut sendiri dan pengiriman di *full assembly*
- (2) Unit yang memerlukan jarak minimum
- (3) Instalasi tidak rumit



Gambar 2.6 Tipe boiler D, A, O (Courtesy Nebraska Boiler Company) (reference 5, page 205)

Berdasarkan klasifikasi dari sirkulasi air

Terdapat dua tipe sirkulasi air pada tipe *boiler* : sirkulasi alami dan sirkulasi paksa.

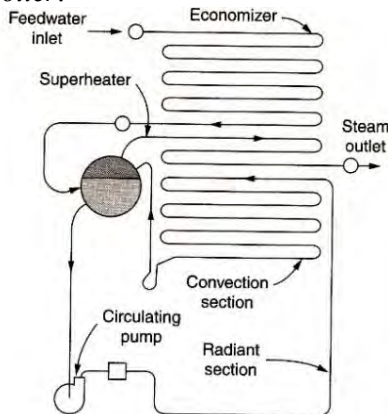
Tipe *boiler*-sirkulasi alami

Boiler jenis ini menggunakan perpindahan panas dan dingin pada siklusnya. Akibat naiknya pemanasan air, pendinginnya turun kebawah pada suatu tempat, kemudian

gelembung-gelembung uap terbentuk dan berpindah ke *steam drum*, yang kemudian terjadi peningkatan pada sirkulasi air.

Tipe *boiler* sirkulasi paksa

Boiler ini menggunakan pompa bertekanan tinggi untuk memberikan gaya pada air melalui koil pada sirkulasi yang terbentuk pada *boiler*.



Gambar 2.7 Tipe boiler sirkulasi paksa (reference 5, page 210)

Once through-*boiler*

Tipe sirkulasi paksa. Pada konsepnya, sebuah tube yang yang pergi ke *feedwater* dan keluar menjadi uap *saturated* atau *superheater*.

Komponen utama watertube boiler

Drum

Pressure vessel berbentuk silinder, terletak diatas yang disebut *steamdrum* dan bawah disebut *drum* air atau *drum* lumpur.

Steam drum

Ruang bertekanan di bagian atas dari sistem sirkulasi *boiler* yang menghasilkan uap, terpisah dari air, dan kemudian dibuang pada posisi atas pada tingkat perawatan air disana.

Mud drum

Ruang bertekanan dari *drum* atau *header* yang di bagian bawah *bank* konveksi, normalnya tersedia dengan suatu katup *blow-off* untuk meniupkan kumpulan endapan pada dasar drum.

Water wall tube

Tube penghasil uap terbentuk pada dinding *furnace boiler* yang disebut dinding air (*water walls*).

Header

Suatu pipa atau bentuk kotak sebagai alat distribusi dari *tube* terkecil. *Header* merupakan versi mini dari *drum*.
Superheater

Suatu peralatan yang memproduksi uap panas lanjut. Tujuannya untuk menambah panas tambahan pada uap sehingga menambah energi dan menaikkan temperatur. Keuntungannya :

1. Pemanas lanjut meningkatkan kapasitas pembangkit
2. Mengurangi erosi dari turbin uap
3. Mengurangi konsumsi uap dari turbin uap

3. *Tubeless*

Boiler yang tidak menggunakan *tube* untuk membawa salah satu dari air atau produk dari pembakaran.

2.3 Sistem Bahan Bakar

Pembakaran bahan bakar diperlukan guna menghasilkan panas untuk tenaga *boiler*. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VII* menyediakan panduan untuk operasi keadaan normal dan darurat pada peralatan dan penanganan bahan bakar. Lain halnya syarat untuk pengaturan dan peralatan keamanan untuk sistem bahan bakar dapat ditemukan di *ASME CSD-1 code*.

2.3.1 Bahan Bakar

Umumnya bahan bakar digunakan untuk pembakaran di *boiler*, yakni gas, minyak, batu bara, dan produk kayu. Hasilnya berupa uap atau air panas untuk pemanasan yang kemudian energi panas tersebut dirubah menjadi energi thermal pada *boiler*.

Pemilihan bahan bakar didasari dari segi ekonomi pada suatu waktu, namun saat ini lebih didasari pengaruh mengenai tingkat polusi udara. Badan *Environmental Protection Agency (EPA)* secara langsung memberikan pengaruh terhadap *boiler plant*.

2.3.1.1 Gas

Gas pada *boiler* berbentuk alami, manufa, campuran atau *liquefied petroleum gas (LPG)*. Gas alam terdiri atas metana (75-

99%), etana (5-3%), dan persentase gas lainnya (0,008-11%). Sebagian besar digunakan untuk pembakaran yang bersih dan lebih sedikitnya polusi daripada tipe lainnya ; selain itu popularitasnya ditingkatkan melalui segi kegunaan, minim diperlukannya perawatan, dan biaya yang sesuai.

2.3.1.2 Liquefied Petroleum Gas (LPG)

LPG diperoleh dari industri hidrokarbon dan disimpan di suatu cairan pada tangki dibawah tekanan yang tinggi. Ketika tekanan dikurangi, cairan dirubah ke gas pada tekanan yang baru pada tempat pembakaran. Dua LPG-propana dan butana-memiliki ciri-ciri sebagai berikut :

Tabel 2.1 Ciri-ciri LPG

	Propana	Butana
Temperatur pendidihan	-40°F	32°F
Nilai kalor	2500 – 3260 $\frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}$	2500 – 3260 $\frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}$
Gravitasi spesifik	1,5 – 2,01	1,5 – 2,01

Tindakan pencegahan khusus ketika menggunakan LPG sebagai suatu bahan bakar penting dilakukan karena massa jenisnya lebih berat dari pada udara.

2.3.1.3 Minyak

Diklasifikasikan berdasarkan viskositas dan penggolongannya sesuai standar D-88 *The American Society for Testing Materials* (ASTM). Untuk minyak yang berwarna terang unit viskositasnya pada *seconds saybolts universal* (SSU), sedangkan untuk minyak yang berat pada *seconds saybolts furol* (SSF). Ditinjau juga gravitasi spesifik, titik nyala, dan titik alir.

2.3.1.4 Batu Bara

Batu bara umumnya digunakan pada industri utiliti. Batu bara umumnya diklasifikasikan menurut tiga tipe, yakni antrasit, bituminus, dan lignit.

2.3.1.5 Listrik

Listrik merupakan salah satu sumber panas untuk pembangkit daya khususnya boiler.

2.4 Pembakaran

Pembakaran adalah kombinasi reaksi kimia bahan bakar dengan udara yang menghasilkan panas. Semua bahan bakar, komponen primernya terdiri atas karbon dan hidrogen, yang sering disebut hidrokarbon. Sulfur juga hadir pada bahan bakar saat ini.

Berdasarkan volumenya, udara mengandung kira – kira 21% oksigen, 78% nitrogen, dan 1% berbagai macam gas – gas.

2.4.1 Tipe Pembakaran

Terdapat tiga tipe pembakaran, yakni :

1. Pembakaran sempurna

Terjadi ketika seluruh bahan bakar dibakar hanya menggunakan *theoretical air*.

2. Pembakaran lengkap

Terjadi ketika seluruh bahan bakar dibakar hanya menggunakan jumlah udara minimum diatas *theoretical* dari jumlah udara yang dibutuhkan untuk membakar bahan bakar.

3. Pembakaran tidak lengkap.

Terjadi ketika seluruh bahan bakar tidak terbakar, yang hanya menghasilkan jelaga dan asap.

2.4.2 Proses Pembakaran

Proses pembakaran *didesign* untuk menerima pembakaran lengkap. Seluruh pembakaran bahan bakar dengan jumlah udara berlebih yang minimum. Efisiensi pembakaran yang tinggi diperoleh hanya dari pembakaran lengkap. Terdapat empat untuk mencapai pembakaran lengkap :

1. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar

Udara dan bahan bakar harusnya dicampur sewajarnya sehingga partikel pembakaran dapat kontak dengan oksigen yang terkandung di udara.

2. Perbandingan atomisasi

Perbandingan atomisasi dari bahan bakar diperlukan agar partikel kecilnya berdekatan dan kontak dengan oksigen untuk pembakaran.meningkatkan

3. Perbandingan temperatur

Perbandingan temperatur dari udara, bahan bakar, dan zona temperatur seharusnya dijaga untuk memperoleh

pembakaran lengkap.

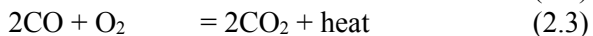
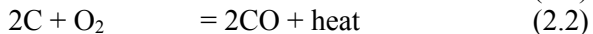
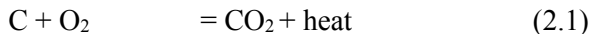
4. Perbandingan waktu

Perbandingan waktu seharusnya disyaratkan untuk proses pembakaran lengkap sebelum beberapa gas bersinggungan dengan permukaan pemanasan.

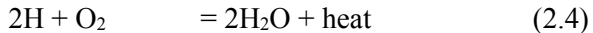
2.4.3 Reaksi Kimia

Elemen utama pada bahan bakar adalah reaksi karbon, hidrogen, dan sulfur dengan oksigen yang terkandung di udara. Reaksinya terjadi di dalam *furnace* selama proses pembakaran, dimana terjadi reaksi kimia seperti dibawah ini :

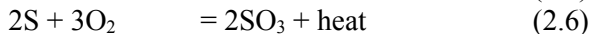
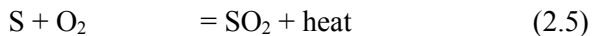
Ketika karbon dengan oksigen bergabung, berbentuk kandungan karbon dioksida atau karbon monoksida :



Ketika hidrogen yang bergabung dengan oksigen, bentuk uap airnya :



Ketika sulfur yang bergabung dengan oksigen, berbentuk sulfur dioksida atau sulfur trioksida :



Jumlah kecil dari nitrogen di udara, ketika dipanaskan dengan proses pembakaran, bergabung dengan oksigen membentuk nitrogen dioksida, tergolong sebagai klasifikasi NOx. Hal tersebut merupakan polusi udara bagi atmosfer. Sejumlah produksi NOx bergantung pada proses pembakaran. Temperatur yang tinggi lebih banyak mengandung NOx.

2.4.4 Udara Pembakar

Udara digunakan untuk pembakar bahan bakar. Oksigen di udara mendukung pembakaran tetapi oksigen sendiri tidak bisa membakar tanpa kombinasi dari elemen lainnya. Udara pembakar diklasifikasikan dalam tiga tipe, diantaranya :

1. Udara primer

Kontrol rata-rata udara primer pada pembakaran, menentukan jumlah bahan bakar yang bisa dibakar.

2. Udara sekunder

Kontrol efisiensi pembakaran udara sekunder oleh pengaturan bagaimana pembakaran dibakar lengkap.

3. Udara berlebih

Udara berlebih merupakan udara pemasok pembakaran melebihi jumlah udara *theoretical* yang dibutuhkan untuk membakar bahan bakar.

2.5 Nilai Kalor Pembakaran

Nilai kalor adalah jumlah energi kalor yang dilepaskan bahan bakar pada waktu terjadinya oksidasi unsur-unsur kimia yang ada pada suatu bahan bakar, yang terdiri dari :

1. Nilai kalor atas atau *highest heating value* (HHV)

Nilai kalor yang diperoleh dari hasil pembakaran 1 kg bahan bakar dengan memperhitungkan panas kondensasi uap (air yang dihasilkan dari pembakaran berada dalam wujud cair).

2. Nilai kalor bawah atau *Lowest Heating Value* (LHV)

Nilai kalor yang diperoleh dari pembakaran 1 kg bahan bakar tanpa memperhitungkan panas kondensasi uap (air yang dihasilkan dari pembakaran berada dalam wujud gas atau uap).

Harga nilai kalor (HHV dan LHV) dapat diperoleh dengan cara :

1. Mengambil harga nilai kalor dari literatur yang ada
2. Diperoleh melalui pengujian di laboratorium dengan bom kalorimeter oksigen. Dengan menggunakan peralatan ini, HHV dapat dihitung dengan rumus :

$$\text{HHV} = (T_2 - T_1 - T_{kp}) \times C_v \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (2.7)$$

Dimana :

T_1 = Suhu air pendingin sebelum dinyalakan ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = Suhu air pendingin sesudah dinyalakan ($^{\circ}\text{C}$)

T_{kp} = Kenaikan suhu kawat penyalat = $0,05$ ($^{\circ}\text{C}$)

C_v = Panas jenis alat = $73.529,6$ ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$)

Sedangkan LHV dapat dihitung dengan persamaan :

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 3240 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (2.8)$$

Menghitung nilai kalor bahan bakar juga dapat dihitung dengan

menggunakan rumus Dulong dan Petit, sebagai berikut :

$$\text{HHV} = 33.950 \text{ C} + 144.200 \left(\text{H}_2 - \frac{\text{O}_2}{8} \right) + 9.400 \text{ S} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (2.9)$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 2.400 (\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (2.10)$$

Dimana :

C = Komposisi karbon dalam bahan bakar

H₂ = Komposisi hidrogen dalam bahan bakar

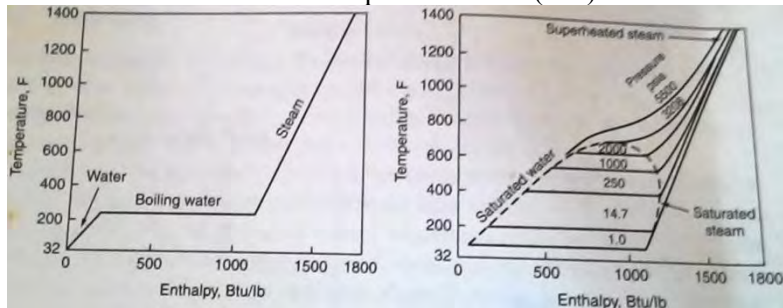
O₂ = Komposisi oksigen dalam bahan bakar

S = Komposisi sulfur dalam bahan bakar

H₂O = Komposisi air dalam bahan bakar

2.6 Thermodinamika

Ketel uap merupakan suatu tempat yang merubah air menjadi uap. Prinsip kerja ketel uap ketika air dibawah tekanan atmosfer dipanaskan hingga bertemperatur 212°F (100°C), dikonversi menjadi uap. Ketika tekanan meningkat, temperatur pendidihan juga meningkat. Panas yang dibutuhkan, dibawa air dengan temperatur awal 32°F (0°C), mencapai titik pendidihan yang disebut enthalpy atau kandungan panas, dan telah diperhitungkan dalam unit satuan Inggris per pound. Titik dasar ciri-ciri dari seluruh air dan uap adalah 32°F (0°C).



Gambar 2.8 Enthalpy vs. Temperatur (reference 5, page 4)

Menurut gambar diatas, diberikan kepada air yang bertemperatur 32°F (0°C), temperaturnya meningkat, dan pada temperatur 212°F (100°C) air dirubah menjadi uap.

Ketika gelembung-gelembung air dan uap pada temperatur yang sama disebut dengan temperatur saturasi/jenuh.

Selama proses pendidihan, temperaturnya konstan, dengan terlebih dahulu panas ditambahkan. Pada tambahan panas digunakan untuk merubah air dari cair menjadi fase uap. Panas yang seperti ini disebut enthalpy dari evaporasi.

Pada total panas yang diperlukan untuk membawa air dari 32°F (0°C) hingga 100% menjadi uap adalah enthalpy dari uap saturasi.

Enthalpy uap saturasi = enthalpy cair saturasi + enthalpy evaporasi

Uap panas lanjut disediakan untuk peningkatan temperatur uap, kemudian uap yang keluar bercampur dengan air dan dipanaskan. Selama pemanasan uap panas lanjut, enthalpy dari uap meningkat karena penambahan panas. Mengidentifikasi bentuk garis uap panas lanjut pada berbagai tingkat tekanan.

2.6.1 Kekekalan Massa Pada Keadaan *Steady State*

Banyak sistem keteknikan diidealkan pada keadaan *steady state*, yang berarti semua sifatnya tidak dipengaruhi oleh waktu. Pada volume atur dengan keadaan *steady state*, identifikasi dari sifat suatu zat dalam volume atur terus berubah-ubah, tetapi jumlah total yang ada setiap saat tetap konstan, maka $dm_{cv}/dt = 0$, sehingga persamaannya menjadi :

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (2.11)$$

Dengan demikian, laju aliran massa total yang masuk dan keluar adalah sama.

Kesamaan laju aliran massa total yang masuk dan massa yang keluar dalam satu volume atur tidak selalu dalam keadaan *steady state*. Ketika satu volume atur dalam keadaan *steady state*, maka setiap sifatnya tidak bergantung terhadap waktu.

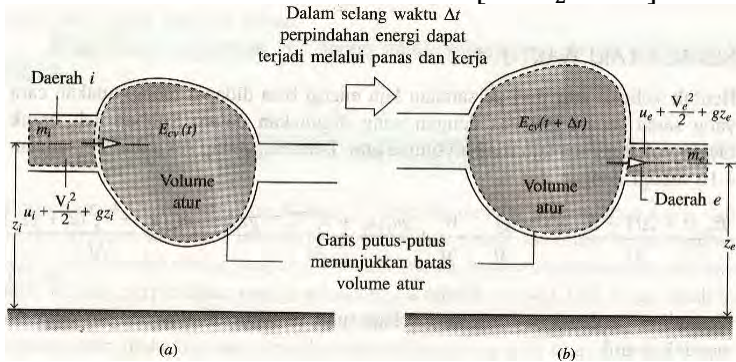
2.6.2 Kekekalan Energi Suatu Volume Atur

Prinsip kekekalan enegi untuk suatu volume atur menunjukkan suatu sistem terdiri dari zat dengan jumlah m tetap, yang mengisi daerah yang berbeda pada t waktu dan kemudian $t+\Delta t$. Pada waktu t , energi sistem yang dibahas adalah :

$$E(t) = E_{cv}(t) + m_i \left[u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right] \quad (2.12)$$

Dimana $E_{cv}(t)$ adalah penjumlahan dari energi dalam, energi kinetik, dan energi potensial gravitasi dari massa yang berada di dalam volume atur pada waktu t . Pada persamaan 2.12 sebelah

kanan menunjukkan energi yang berhubungan dengan massa m_i yang berada di dalam daerah i , yang bersebelahan dengan volume atur. Energi spesifik dari massa m_i adalah $\left[u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right]$.



Gambar 2.9 Ilustrasi yang digunakan untuk mengembangkan prinsip kekekalan energi suatu volume atur, (a) waktu t , (b) waktu $t + \Delta t$ (reference 8, page 165)

Pada gambar b, dalam selang waktu Δt seluruh massa di dalam daerah i melintasi batas volume atur, sementara itu sejumlah massa m_e yang semula berada di dalam volume atur keluar untuk mengisi daerah e . Selama selang waktu ini bisa terjadi perpindahan energi, melalui perpindahan kalor dan kerja, atau ke dalam sistem yang sedang dibahas. Pada waktu $t + \Delta t$, energi sistem adalah :

$$E(t + \Delta t) = E_{cv}(t + \Delta t) + m_e \left[u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right] \quad (2.13)$$

Pada persamaan (2.13), massa dan energi di dalam volume atur kemungkinan sudah berubah dalam selang waktu tersebut, dan massa m_i dan m_e tidak harus sama, ataupun energinya tidak harus sama pula. Sehingga kedua persamaan diatas, sifat intensif massa m_i dan m_e telah diasumsikan merata ke seluruh bagian.

Walaupun massa total m dalam yang mengisi ruang dari daerah yang berbeda pada waktu yang berbeda, tetapi jumlah zat yang ada adalah tetap. Dengan demikian, neraca energi sistem tertutup dapat diaplikasikan, sebagai berikut :

$$E(t + \Delta t) - E(t) = Q - W \quad (2.14)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan di atas, maka :

$$\left[E_{cv}(t + \Delta t) + m_e \left[u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right] \right] - \left[E_{cv}(t) + m_i \left[u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right] \right] = Q - W \quad (2.15)$$

kemudian dapat ditulis, sebagai berikut :

$$E_{cv}(t + \Delta t) - E_{cv}(t) = Q - W + m_i \left[u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right] - m_e \left[u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right] \quad (2.16)$$

2.6.3 Efisiensi Boiler

Efisiensi *boiler* merupakan informasi yang sangat penting untuk pemilik *boiler*, yang turut berpengaruh terhadap biaya operasi. Berdasarkan Standard *ASME power test code PTC 4.1*, terdapat dua metode untuk menghitung efisiensi *boiler* yaitu metode *direct* dan metode *indirect*.

Metode *direct* atau *input-output* adalah metode yang menggunakan perbandingan besar energi panas yang keluar dengan energi panas yang masuk ke dalam boiler. Besar energi yang masuk berasal dari nilai kalori LPG dan jumlah bahan bakar, nilai kalori dapat dicari dengan mengambil beberapa sampel kemudian melakukan penelitian di laboratorium. Sedangkan, besar energi yang keluar berasal dari jumlah *steam* yang dihasilkan, enthalpi *steam* dan *feed water*.

$$\eta = \frac{\text{Heat absorbed by working fluid}}{\text{fuel energy input}} \times 100\% \quad (2.17)$$

Metode *indirect* adalah metode yang menggunakan selisih antara besar energi *input* dan *losses*. Metode ini biasanya disebut metode *heat losses*.

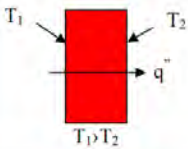
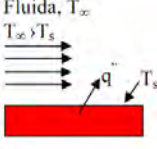
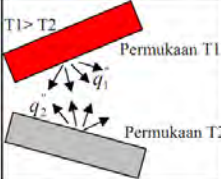
$$\eta = \frac{\text{fuel energy input} - \text{energy lost up stack}}{\text{fuel energy input}} \times 100\% \quad (2.18)$$

2.7 Perpindahan Panas

Ketel uap *didesign* untuk menyerap sejumlah panas maksimum yang dilepaskan dari proses pembakaran. Panas yang dikirim ke air *boiler*, dilakukan dengan cara konduksi, konveksi, dan radiasi.

Dari definisinya, perpindahan panas adalah perpindahan energi panas atau kalor sebagai akibat perbedaan temperatur. Gambar 2.10 memperlihatkan perbedaan cara perpindahan panas yang disebut *modes of heat transfer*, jika ada *gradient* temperatur pada media yang diam, baik pada benda padat ataupun liquid

disebut **konduksi**. Jika ada *gradient* temperatur antara benda padat dengan liquid yang mengalir disekitarnya disebut **konveksi**.

Konduksi melalui dinding padat atau cairan diam	Konveksi dari permukaan padat ke aliran fluida	Pertukaran radiasi neto antara dua permukaan
		

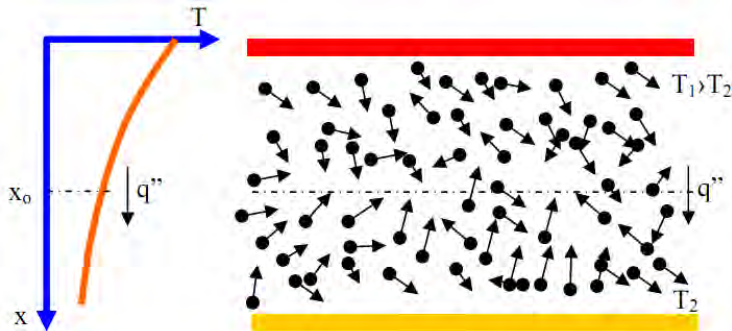
Gambar 2.10 Perpindahan panas konduksi, konveksi, radiasi
(reference 9, page 2)

Semua permukaan yang memiliki temperatur memancarkan energi dalam bentuk gelombang elektromagnetik, sehingga ada atau tidak ada media perantara perpindahan panas pasti terjadi antara dua permukaan yang berbeda temperaturnya, disebut **radiasi**.

2.7.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung pada aktivitas level atom dan molekuler. Digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih tinggi ke partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut. Gambar 2.11 memperlihatkan bahwa partikel-partikel bergerak secara acak, sehingga memungkinkan satu partikel bersinggungan dengan partikel yang lain. Sehingga apabila yang bersinggungan tersebut partikel yang berbeda tingkat energinya maka perpindahan panas pasti terjadi.

Jika $T_1 > T_2$ maka akan terjadi perpindahan panas ke arah sumbu x positif. Karena perpindahan panas konduksi terjadi akibat gerakan acak partikel maka juga disebut difusi energi.



Gambar 2.11 Perpindahan panas konduksi dengan diffusi energi akibat aktivitas molekuler (reference 9, page 3)

Untuk menghitung laju perpindahan panas diperlukan persamaan yang sesuai dengan *mode* dari perpindahan panas tersebut. Persamaan laju perpindahan panas konduksi satu dimensi pada dinding datar dikenal dengan persamaan (hukum) *Fourier*. Pada gambar 2.12 jika $T_1 > T_2$, maka terdapat distribusi temperatur ke arah sumbu x $T(x)$, persamaan laju perpindahan panas adalah :

$$q_x'' = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.19)$$

$$q_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.20)$$

dimana :

q : Laju perpindahan panas (W)

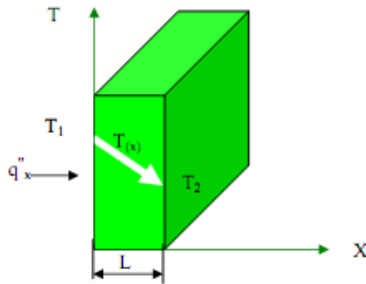
q_x'' : Fluks panas $\left(\frac{W}{m^2}\right)$ adalah laju perpindahan panas kearah sumbu x positif per unit luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas.

$\frac{dT}{dx}$: *Gradient* temperatur

k : Konduktivitas panas (W/m^oK) adalah karakteristik individu material dinding.

Tanda minus adalah konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah. Jika distribusi temperatur linier maka :

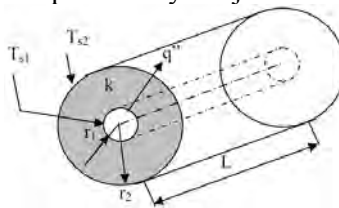
$$q_x'' = -k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.21)$$



Gambar 2.12 Konduksi satu dimensi *steady state*
(reference 9, page 4)

2.7.1.1 Konduksi Satu Dimensi Pada Dinding Silinder

Konduksi satu dimensi pada silinder, distribusi temperatur hanya ke arah satu sumbu saja, misalnya sumbu radial (r), sehingga perpindahan panas hanya terjadi ke arah sumbu r saja.



Gambar 2.13 Konduksi pada silinder (reference 9, page 136)

2.7.1.2 Distribusi Temperatur

Distribusi temperatur pada dinding silinder dapat diperoleh dengan menyelesaikan persamaan difusi panas berikut ini :

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(kr \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \alpha} \cdot \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial \alpha} \right) + q^* = \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.22)$$

Untuk konduksi satu dimensi tunak dan tanpa pembangkit panas, maka :

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left(kr \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.23)$$

Persamaan tersebut diintegrasikan dua kali, diperoleh :

$$T(r) = C_1 \cdot \ln r + C_2 \quad (2.24)$$

Syarat batas :

$T(r_1) = T_{s1}$ dan $T(r_2) = T_{s2}$, masukkan harga-harga ini ke persamaan didapat :

$$T(r_1) = C_1 \cdot \ln r_1 + C_2$$

$$T(r_2) = C_1 \cdot \ln r_2 + C_2,$$

Sehingga :

$$T(r) = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) + T_{s2} \quad (2.25)$$

2.7.1.3 Laju Perpindahan Panas dan Hambatan Termal

Laju perpindahan panas dari pada silinder juga dijabarkan dari hukum *Fourier* berikut ini :

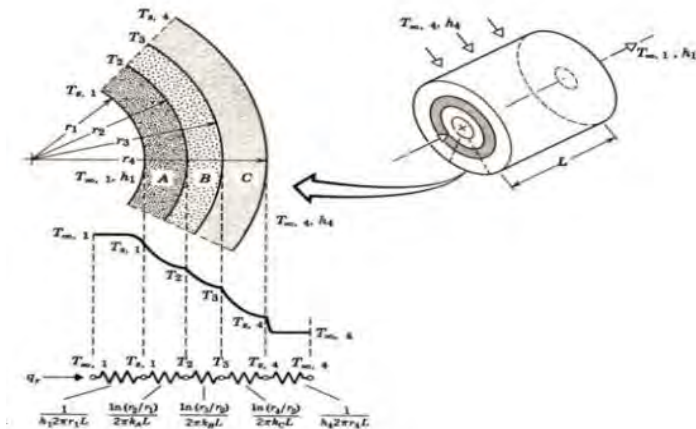
$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} = -k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot \frac{dT}{dr}$$

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot (T_{s1} - T_{s2})}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \quad (2.26)$$

Sehingga hambatan perpindahan panas konduksi pada silinder adalah :

$$R_{kond} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (2.27)$$

2.7.1.4 Konduksi Satu Dimensi Pada Dinding Silinder Berlapis



Gambar 2.14 Konduksi satu dimensi dinding silinder berlapis(reference 9, page 138)

$$qr = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \quad (2.28)$$

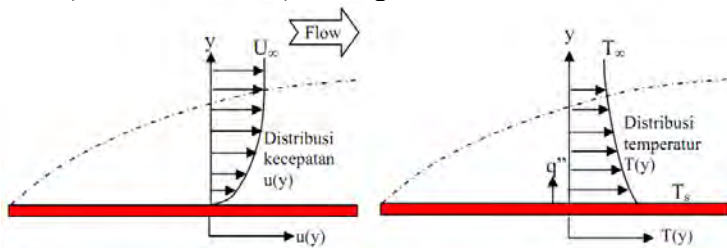
$$qr = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{R_{tot}} = U_1 \cdot A_1 \cdot (T_{\infty 1} - T_{\infty 4}) \quad (2.29)$$

Dengan harga $A_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L$, maka :

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{h_4} \ln \frac{1}{h_4}} \quad (2.30)$$

2.7.2 Konveksi

Konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Kontribusi dari gerak acak molekuler (diffusi) biasanya lebih dominan di daerah dekat dengan permukaan padat dimana pada daerah tersebut kecepatan aliran makroskopiknya nol. Jadi, pada daerah tersebut ($y = 0$) panas dipindahkan melalui mekanisme gerak acak molekuler. Kontribusi dari gerakan makroskopik fluida, dimulai pada daerah dimana sudah terjadi pertumbuhan lapisan batas, yang artinya kecepatan aliran fluida (ke arah sumbu x) meningkat sedikit lebih besar dari nol.



Gambar 2.15 Pertumbuhan lapisan batas pada perpindahan panas konveksi (*reference 9, page 379*)

Konveksi juga dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida yang terjadi disebabkan oleh faktor eksternal, seperti : pompa, fan/blower atau juga angin pada udara atmosfer maka konveksi yang terjadi disebut konveksi paksa (*forced convection*). Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, (variasi massa jenis dihasilkan oleh adanya perbedaan temperatur antara satu lokasi dengan lokasi yang lain dalam satu wadah) disebut konveksi bebas atau konveksi alam.

Untuk menghitung fluks panas konveksi dapat menggunakan sebuah persamaan yang dikenal dengan nama *Newton's law of cooling* yaitu :

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (2.31)$$

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \text{ (watt)} \quad (2.32)$$

Keterangan :

q'' : fluks panas konveksi $\left(\frac{W}{m^2} \right)$

T_s : temperatur permukaan padat (K)

T_∞ : temperatur rata-rata fluida (K)

h : koefisien perpindahan panas konveksi (disebut juga

konduktansi film/lapisan fluida $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

Nilai h tergantung pada kondisi lapisan batas yang tergantung juga pada geometri permukaan, penyebab terjadinya aliran fluida, dan sifat-sifat thermodinamika dari fluida. Untuk menyelesaikan beberapa persoalan konveksi mengenai koefisien h harus diketahui. Untuk patokan kasar harga h dapat dilihat pada table 2.2 berikut :

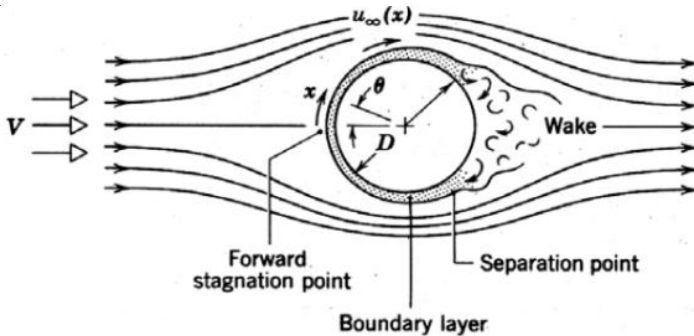
Tabel 2.2 Harga tipikal koefisien perpindahan panas konveksi

No	Terminologi	$h(W/m^2 \cdot K)$
1	Konveksi bebas/free convection/natural convection	5-----25
2	Konveksi paksa/ forced convection	
	Gas	25-----250
	Cair	50-----20.000
3	Konveksi dengan perubahan fasa/ convection with phase change	
	Mendidih	2500—100.000
	Kondensasi	2500—100.000

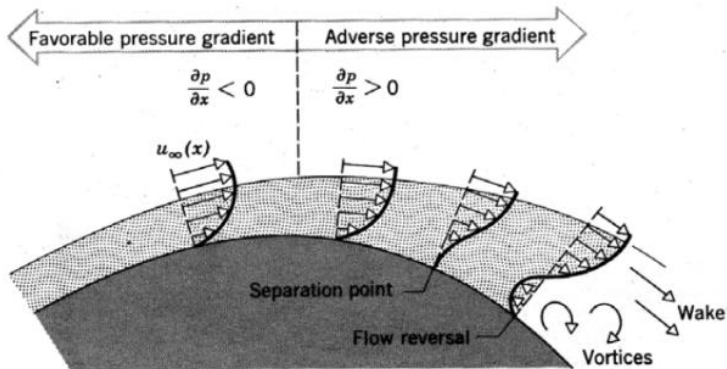
2.7.2.1 Konveksi Aliran Eksternal Pada Silinder (Aliran Melintang Silinder)

Aliran eksternal adalah aliran fluida yang tidak dibatasi oleh dinding yang menyelimuti fluida secara keseluruhan. Fenomena ini sangat kompleks. Pembentukan lapisan batas dimulai pada “*forward stagnation point*”, yaitu titik dimana kecepatannya diperlambat sampai nol (gambar 2.16). Akibatnya tekanan pada titik tersebut sangat tinggi, makin menurun dengan bertambahnya x (koordinat *stream line*) dan θ (koordinat *angular*). Pertumbuhan lapisan batas dipengaruhi oleh “*favorable*

pressure gradient" ($\frac{dp}{dx} < 0$). Tekanan akan mencapai titik minimum dan semakin ke arah belakang aliran lapisan batas makin membesar dengan adanya "adverse pressure gradient" ($\frac{dp}{dx} > 0$).

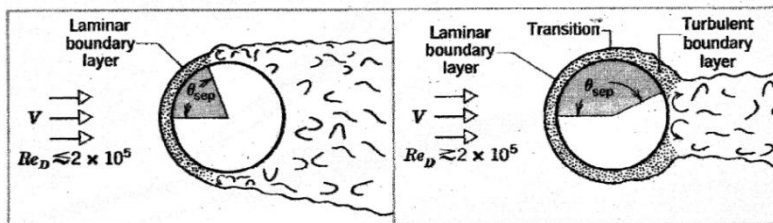


Gambar 2.16 Pembentukan lapisan batas pada aliran melintang silinder (*reference 9, page 455*)



Gambar 2.17 Profil kecepatan pada aliran melintang silinder (*reference 9, page 456*)

Kecepatan aliran yang biasa diidentifikasi dengan bilangan *Reynolds* juga berpengaruh terhadap lapisan batas terutama letak titik separasinya. Makin besar Re , titik separasi makin bergeser ke belakang aliran.



Gambar 2.18 Pengaruh turbulensi terhadap titik separasi
(reference 9, page 456)

Mengingat begitu kompleksnya fenomena aliran melintang silinder maka korelasi antara bilangan Nu, Re dan Pr juga diperoleh melalui eksperimen untuk berbagai kondisi yang telah ditentukan. Perhitungan teknik biasa menggunakan kondisi rata-rata, untuk maksud itu korelasi berikut ini sering digunakan :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (2.33)$$







Harga C dan m pada tabel berikut :

Tabel 2.3 Konstanta persamaan 2.33

Re_D	C	m
0,4 - 4	0,989	0,330
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40000	0,193	0,618
40000 - 400000	0,027	0,805

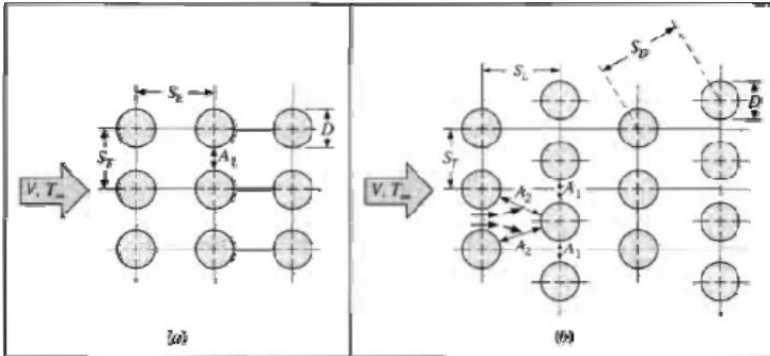
Korelasi persamaan (2.33) juga digunakan untuk aliran gas pada silinder berpenampang non sirkular, dengan karakteristik diameter D konstanta C dan m pada tabel 2.4.

Tabel 2.4 Konstanta persamaan 2.33 untuk non sirkular silinder

Geometri		Re_D	C	m
Square		$5 \times 10^3 - 10^5$	0,246	0,588
		$5 \times 10^3 - 10^5$	0,102	0,675
Hexagon		$5 \times 10^3 - 1,95 \times 10^4$	0,160	0,638
		$,95 \times 10^4 - 10^5$	0,0385	0,782
		$5 \times 10^3 - 10^5$	0,153	0,638
Vertical plate		$4 \times 10^3 - 1,5 \times 10^4$	0,228	0,731

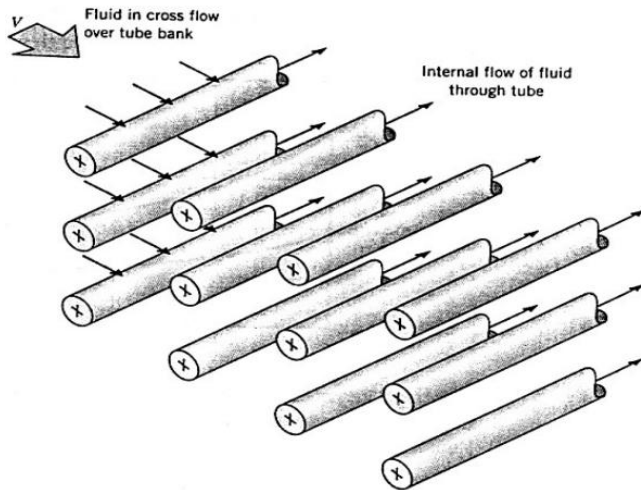
2.7.2.2 Konveksi Aliran Eksternal Pada Jajaran Pipa

Dalam hal ini konstruksi jajaran pipa dibagi menjadi dua yaitu susunan segaris (*in-line*) dan susunan zig-zag (*staggered*) seperti terlihat pada gambar dibawah, dengan arah aliran fluida melintang (*cross flow*) jaran pipa.



a) Susunan segaris (*inline*)

b) Susunan zig-zag (*staggered*)



Gambar 2.19 Susunan pipa pada aliran silang
(reference 9, page 468)

Adapun korelasi yang direkomendasikan untuk semua jajaran pipa (Zukauskas) adalah :

$$\left[N_{uD} = C_1 \cdot Re_{D \max}^m \cdot Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \right] \quad (2.34)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D, \max} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Dimana :

N_L = jumlah jajaran pipa

Pr_s = *Prandtl Number* yang dihitung pada temperatur arimetik antara fluida masuk ($T_i = T_\infty$) dan temperatur fluida keluar (T_o), sedangkan konstanta C_1 dan n pada tabel berikut :

Tabel 2.5 Konstanta C_1 pada persamaan 2.34

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T/S_L > 0.7)^a$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T/S_L < 2)$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T/S_L > 2)$			
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Jika jumlah jajaran pipa kurang dari 20 buah maka korelasinya adalah :

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 20)} \quad (2.35)$$

Konstanta C_2 dilihat pada tabel berikut :

Tabel 2.6 Konstanta C_2 pada persamaan 2.35

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

$Re_{D,max}$ bilangan *Reynolds* maksimum dihitung pada kecepatan maksimum yang terjadi diantara jajaran pipa :

$$Re_{D,max} = \rho \cdot V_{max} \cdot \frac{D}{\mu} \quad (2.36)$$

Untuk susunan pipa *inline* V_{max} terjadi pada A1

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V$$

$$\text{Jika : } S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} > \frac{S_T + D}{2} \quad (2.37)$$

Untuk susunan pipa *staggered* V_{max} dapat terjadi di A1 atau A2 :

$$2 \cdot (S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.38)$$

V_{\max} terjadi di A2 jika :

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2 \cdot (S_T - D)} \cdot V$$

(2.39)

Jika pada susunan *staggered* V_{\max} terjadi di A1 maka V_{\max} dihitung sesuai persamaan 2.37.

Total perpindahan panas dihitung dengan :

$$q' = N \cdot h \cdot \pi \cdot D \cdot T_{lm} \quad (2.40)$$

T_{lm} : *log mean temperature difference*

$$T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \quad (2.41)$$

T_s : temperatur permukaan, T_i : temperatur fluida masuk T_o : temperatur fluida keluar.

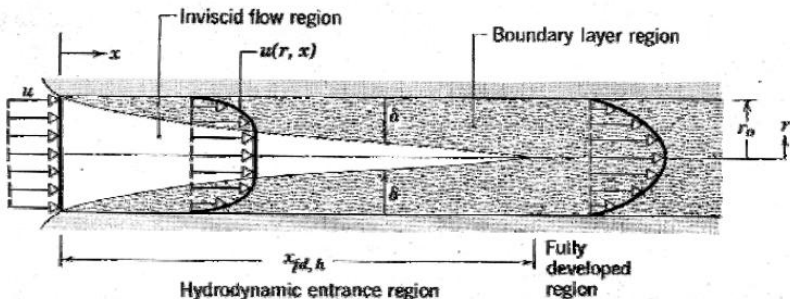
Untuk memprediksi temperatur keluar digunakan persamaan :

$$\frac{(T_s - T_o)}{(T_s - T_i)} = \exp \cdot \frac{-\pi \cdot D \cdot N \cdot h}{\rho \cdot V \cdot N_T \cdot S_T \cdot C_p} \quad (2.42)$$

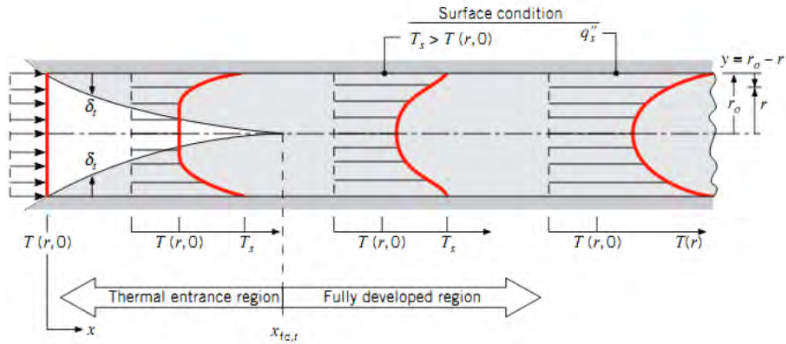
N : jumlah jajaran pipa dan N_T : jumlah pipa setiap baris/jajaran

2.7.2.3 Konveksi Aliran Internal

Profil kecepatan pada aliran internal dapat dilihat pada gambar 2.20 dan profil temperatur dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.20 Profil kecepatan pada aliran internal
(reference 9, page 518)



Gambar 2.21 Profil temperatur pada aliran internal $T_{r,0} < T_s$
(reference 9, page 524)

Fluida masuk dengan kondisi $T_{r,0} < T_s$, maka terjadi perpindahan panas konveksi dan mulai terjadi pertumbuhan *boundary layer thermal*.

Syarat aliran laminar ($Re_D \leq 2300$), sedangkan aliran turbulen ($Re_D \geq 10000$). Untuk aliran laminar *thermal entry length* :

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0,05 \cdot Re_D \cdot Pr \quad (\text{termal}) \quad (2.43)$$

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0,05 \cdot Re_D \quad (\text{hidrodinamik}) \quad (2.44)$$

Untuk harga $Pr > 1$ pertumbuhan *hydrodynamic boundary layer* lebih cepat dari pada pertumbuhan *thermal boundary layer*. Untuk aliran turbulen pengaruh Pr tidak berarti, sehingga pendekatannya adalah:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right) = 10$$

2.7.2.4 Temperatur rerata

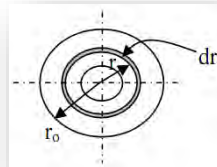
Untuk mendefinisikan temperatur rerata perhatikan :

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_p T dA_c}{\dot{m} c_p}$$

$$\dot{m} c_p T_m = \int_{A_c} \rho u c_p T dA_c$$

$$\dot{m} = \rho \cdot u_m \cdot A_c$$



$$(2.45)$$

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u \cdot T \cdot r \cdot dr$$

2.7.2.5 Daerah full developed

1. Aliran Laminer

a. Constant Surface Heat Flux

Jika kasus yang terjadi adalah perpindahan panas dimana ΔT pada seluruh permukaan perpindahan panas sama, maka q'' diseluruh permukaan konstan.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \longrightarrow q'' = \text{konstan} \quad (2.46)$$

b. Constant surface temperatur

Jika kasus yang terjadi adalah perpindahan panas dimana T_s pada seluruh permukaan perpindahan panas sama, maka q'' local diseluruh permukaan tidak sama.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \longrightarrow T_s = \text{konstan} \quad (2.47)$$

2. Aliran Turbulen

Korelasi konveksi untuk aliran *turbulen full developed* baik termal maupun hidrodinamik, diintrodusir oleh Dittus-Boelter berikut :

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (2.48)$$

Dimana :

$n = 0,4$ untuk pemanasan ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk pendinginan ($T_s < T_m$), dengan :

$$T_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2} \quad (2.49)$$

T_{mi} = Temperatur fluida masuk

T_{mo} = Temperatur fluida keluar

Syarat berlakunya korelasi tersebut adalah :

$$0,6 \leq Pr \leq 160, Re_D \geq 10.000, \frac{L}{D} \geq 10$$

Jika karakteristik aliran disertai dengan perubahan sifat yang besar maka korelasi *Sider and Tate* :

$$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (2.50)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16.700 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Semua sifat dalam persamaan diatas dievaluasi pada T_m

kecuali μ_s dievaluasi pada temperatur permukaan. Korelasi ini berlaku baik konstan fluks panas maupun temperatur permukaan seragam. Korelasi yang sesuai untuk aliran pada pipa halus dengan jangkauan bilangan *Reynolds* yang luas termasuk daerah transisi diintrodusir oleh *Gnielinski* :

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.51)$$

Korelasi berlaku untuk :

$0,5 \leq Pr \leq 2000$ and $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ berlaku untuk fluks panas konstan maupun temperatur permukaan seragam, faktor gesekan f dilihat pada diagram *Moody* dan semua properti/sifat dievaluasi pada T_m .

Pada aliran turbulen melalui pipa kasar, koefisien konveksi bertambah besar karena kekasaran permukaan tersebut. Bilangan *Nusselt* dihitung juga dapat dengan persamaan 31. Keterbatasan persamaan yakni jika harga f naik 4 kali dari f pipa halus maka h tidak banyak lagi dipengaruhi oleh peningkatan f tersebut. (*Bhatti and Shah*).

Daerah entry length pada aliran turbulen sangat pendek $10 \leq \left(\frac{x_{fd}}{D}\right) \leq 60$ hal ini cukup beralasan mengambil asumsi bahwa bilangan *Nusselt* rerata untuk seluruh pipa sama dengan harga yang menganggap seluruh aliran full developed $Nu_D \approx Nu_{D,fd}$ Mencari *Nusselt* rerata tersebut semua sifat dievaluasi pada temperatur aritmetik $T_m = \frac{(T_{m,i} + T_{m,o})}{2}$.

Korelasi diatas tidak berlaku untuk logam cair. Untuk aliran logam cair turbulen pada pipa halus dengan fluks panas konstan *Skupinski* merekomendasikan korelasi :

$$Nu_D = 4,82 + 0,0185 Pe_D^{0,827} \quad q_s'' = \text{konstan} \quad \left[\begin{array}{l} x \cdot 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-2} \\ 3,6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9,05 \times 10^5 \\ 10^2 \leq Pe_D \leq 10^4 \end{array} \right] \quad (2.52)$$

Untuk aliran logam cair turbulen pada pipa halus dengan temperatur permukaan seragam *Seban and Shimazaki* merekomendasikan korelasi untuk $Pe_D \geq 100$:

$$Nu_D = 5,0 + 0,025 Pe_D^{0,8}$$

$$T_s'' = \text{konstan} \quad (2.53)$$

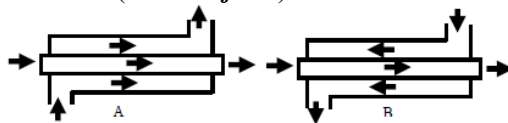
2.7.3 Pesawat Penukar Kalor

Alat yang dapat mengantarkan proses perpindahan panas diantara dua fluida yang berbeda tingkat energinya (temperatur) yang disekat oleh dinding (padat) atau tidak, disebut **pesawat penukar kalor**. Pemakaian spesifik alat tersebut dapat dilihat pada : mesin pendingin ruangan, mesin refrigersi, instalasi pembangkit daya (*boiler, condensor, economizer, deaerator, air preheater, superheater*) dan lain – lain.

2.7.3.1 Tipe Pesawat Penukar Kalor

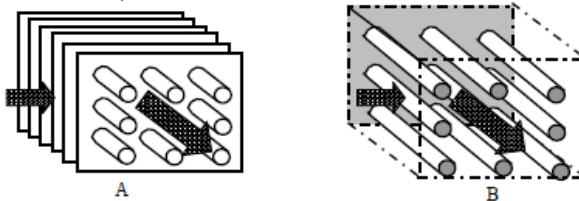
Ada beberapa tipe pesawat penukar kalor yang dikelompokkan berdasarkan konstruksinya, diantaranya :

1. Tipe pipa dobel (*concentric tube*) kedua fluida dipisahkan oleh dinding pipa. Tipe ini ada dua macam yaitu tipe aliran parallel (*parallel flow*) dan tipe aliran berlawanan arah (*counter flow*).



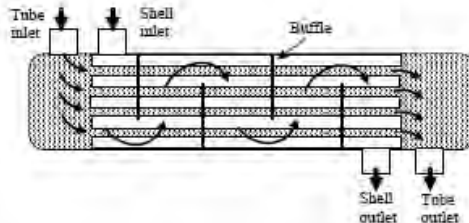
Gambar 2.22 Pesawat penukar kalor tipe pipa dobel :
a) aliran parallel b) aliran berlawanan arah
(reference 9, page 706)

2. Tipe tipe aliran silang (*cross flow*), juga ada dua macam yaitu tipe kedua fluida tidak bercampur (*both fluid unmixed*) dan tipe satu fluida bercampur sedang yang satunya tidak bercampur (*one fluid mixed and the other unmixed*).



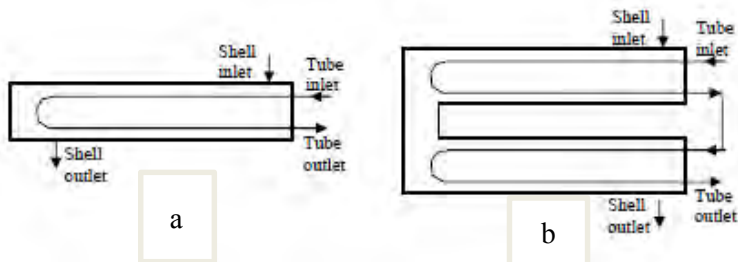
Gambar 2.23 Pesawat penukar kalor : a) kedua fluida tidak bercampur b). satu fluida bercampur yang lain tidak bercampur *(reference 9, page 706)*

3. Tipe tipe *shell and tube*, pada tipe ini satu fluida mengalir di dalam pipa – pipa sedangkan yang lainnya mengalir pada shell dengan pola aliran **menyerupai aliran silang**.



Gambar 2.24 Pesawat penukar kalor tipe *shell and tube*
(reference 9, page 707)

Shell and tube ini ada beberapa konstruksi yaitu **satu shell (case) dua laluan tube (pipe)** dan **dua shell empat laluan tube**.



Gambar 2.25 Pesawat penukar kalor tipe *shell and tube* : a. satu shell dua laluan tube, b. dua shell empat laluan tube
(reference 9, page 707)

2.7.3.2 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi sesudah pesawat digunakan.

Jika kedua fluida dipisahkan oleh **dinding datar** maka koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \begin{matrix} h_i & \begin{matrix} L \\ k \end{matrix} & h_o \end{matrix} \quad (2.54)$$

Jika kedua fluida dipisahkan oleh **dinding silinder** (pipa) maka :

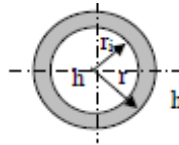
1. Berdasarkan luas permukaan luar pipa

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (2.55)$$

2. Berdasarkan luas permukaan luar pipa

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_i}{r_o} \cdot \frac{1}{h_o}} \quad (2.56)$$

Dimana : $U_i A_i = U_o A_o$



2.7.3.3 Analisis Pesawat Penukar Kalor (LMTD)

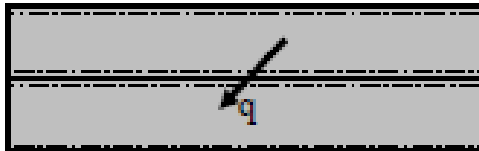
Analisis pesawat penukar kalor didasarkan pada dua asumsi utama (disamping beberapa asumsi tambahan), yaitu : semua kalor yang dilepas fluida panas diterima semuanya oleh fluida dingin dan perpindahan panas antara pesawat dengan lingkungan diabaikan.

Kalor yang dilepas fluida panas :

$$q_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.57)$$

Kalor yang diterima fluida dingin :

$$q_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.58)$$



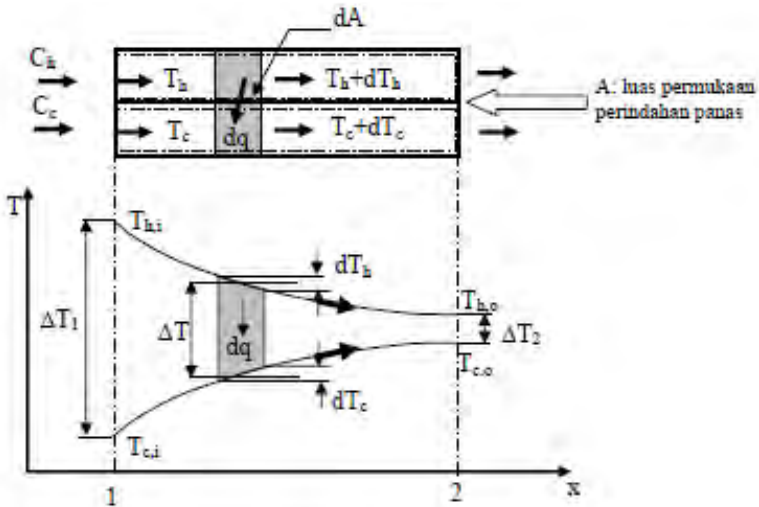
Gambar 2.26 Balans energi pada pesawat penukar kalor
(reference 9, page 711)

Persamaan lain yang diperlukan untuk analisis adalah :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \text{ dimana : } \Delta T_m = T_h - T_c \quad (2.59)$$

2.7.3.3.1 Tipe Aliran Paralel

Distribusi temperatur yang terjadi pada pesawat penukar kalor aliran parallel adalah sebagai berikut :



Gambar 2.27 Pesawat penukar kalor aliran paralel
(reference 9, page 712)

Asumsi :

1. Perpindahan panas antara pesawat dengan lingkungan diabaikan
2. Konduksi arah aksial pada *tube* diabaikan
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan
4. Kapasitas panas jenis fluida konstan
5. Koefisien perpindahan panas keseluruhan konstan

Balans energi pada masing-masing elemen tersebut diatas:

$$dq = -m_h \cdot C_{p,h} \cdot dT_h \equiv C_h \cdot dT_h \quad dT_h = \frac{dq}{C_h} \quad (2.60)$$

$$dq = -m_c \cdot C_{p,c} \cdot dT_c \equiv C_c \cdot dT_c \quad dT_c = \frac{dq}{C_c} \quad (2.61)$$

$$dq = U \cdot dA \cdot \Delta T, \text{ dimana : } \Delta T = T_h - T_c$$

Jika diferensiasi :

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = -dq \left[\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right] \text{ substitusi } dq = U \cdot dA \cdot \Delta T$$

dan diintegrasikan menjadi :

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left[\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right] \int_1^2 dA, \text{ menjadi :}$$

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -U \left[\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right] \quad (2.62)$$

Substitusi C_h dan C_c :

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -U \cdot A \cdot \left[\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right] = \frac{U \cdot A}{q} \cdot [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})]$$

$$q = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \text{ atau } q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.63)$$

Dimana :
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.64)$$

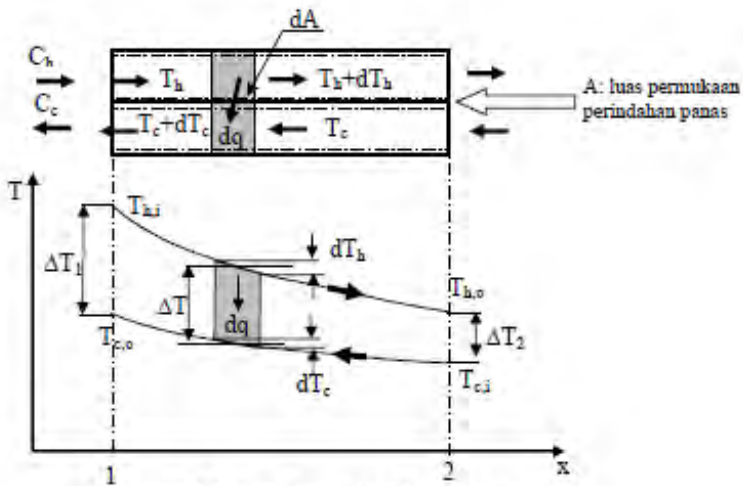
ΔT_{lm} disebut *log mean temperature difference*

$$\Delta T_1 = [T_{h,i} - T_{c,i}] \quad (2.65)$$

$$\Delta T_2 = [T_{h,o} - T_{c,o}] \quad (2.66)$$

2.7.3.3.2 Tipe Aliran Berlawanan Arah

Dalam hal ini semua persamaan sama dengan aliran paralel kecuali pada ΔT_1 dan ΔT_2 yang berbeda. Perbedaan ini disebabkan arah aliran yang berlawanan.



Gambar 2.28 Pesawat penukar kalor aliran berlawanan
(reference 9, page 714)

Untuk aliran berlawanan arah :

$$\Delta T_1 = [T_{h,i} - T_{c,o}] \quad (2.67)$$

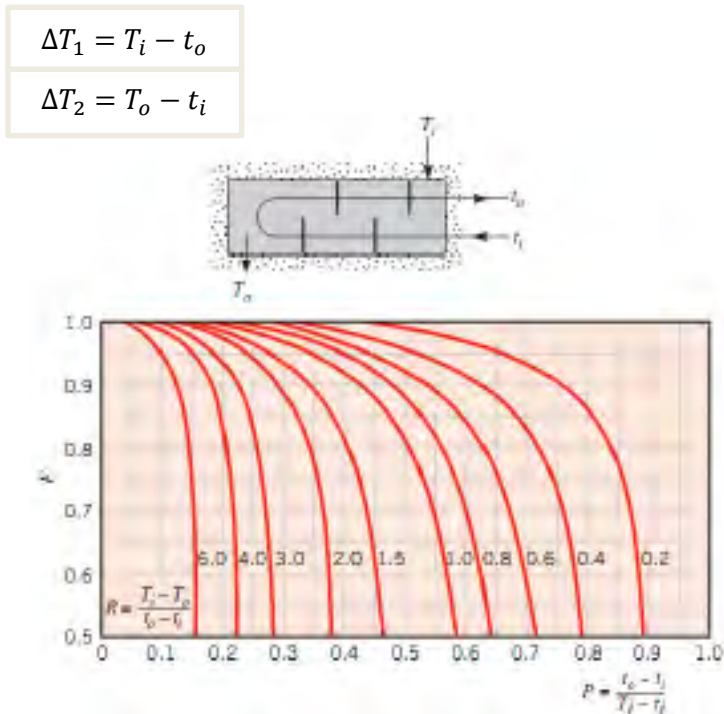
$$\Delta T_2 = [T_{h,o} - T_{c,i}] \quad (2.68)$$

2.7.3.3.3 Tipe Aliran Multipass Dan Aliran Silang (Cross Flow)

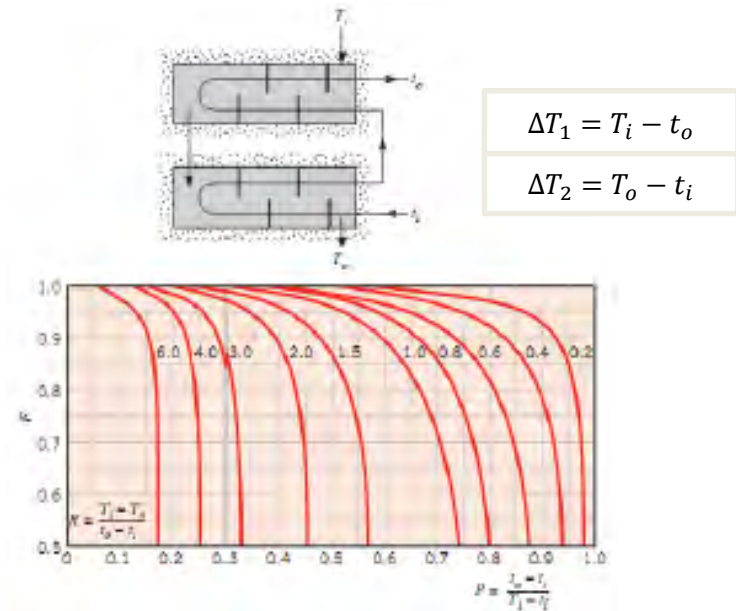
Meskipun pesawat penukar kalor untuk tipe *multipass* dan aliran silang sangat kompleks tetapi persamaan-persamaan tersebut dapat digunakan untuk analisis dengan hasil yang memuaskan. Satu-satunya yang harus dimodifikasi adalah **log mean temperature difference (LMTD)**, yaitu dalam bentuk :

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \times F \quad (2.69)$$

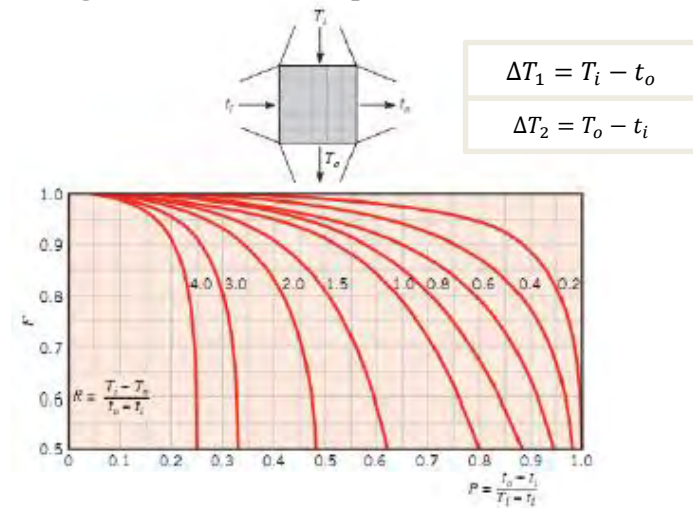
$\Delta T_{lm,CF}$ adalah *log mean temperature difference* untuk aliran berlawanan arah dan **F** adalah **faktor koreksi** yang dapat dilihat pada gambar berikut :



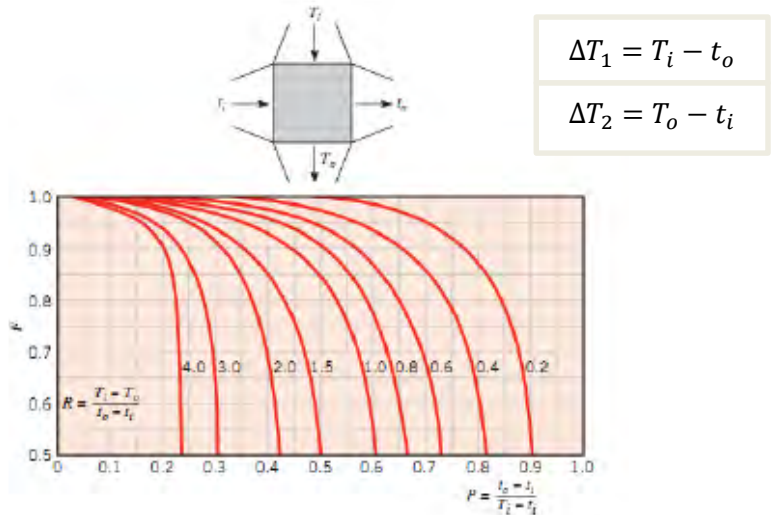
Gambar 2.29 Faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan satu *shell* dan kelipatan 2 laluan *tube*



Gambar 2.30 Faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan dua *shell* dan kelipatan 2 laluan *tube*



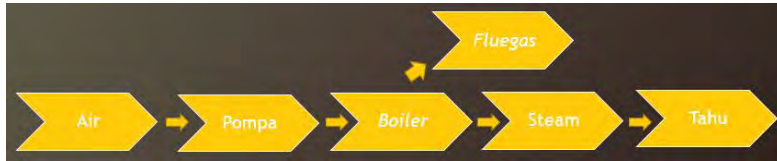
Gambar 2.31 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur



Gambar 2.32 Faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan satu fluida bercampur, yang lain tidak bercampur

2.8 Prinsip Kerja Industri Tahu

Tahu adalah salah satu makanan tradisional yang biasa dikonsumsi setiap hari oleh orang Indonesia. Berawal dari kedelai yang dibersihkan kemudian dicuci hingga bersih. Selanjutnya kedelai tersebut direndam dalam air kurang lebih selama 2-3 jam (paling sedikit 3 liter air untuk 1 kg kedelai). Ketika direndam kedelai akan mengembang. Selanjutnya kedelai tersebut digiling atau dihaluskan kemudian dimasukkan kedalam bak-bak untuk diuapi ditandai dengan adanya gelembung-gelembung kecil dan tidak sampai mengental, disini digunakan uap panas lanjut yang dihasilkan oleh *boiler*. Uap panas yang dihasilkan, kemudian dialirkan ke tungku-tungku memasak. Kemudian bubur kedelai disaring dan diendapkan airnya dengan menggunakan batu tahu (kalsium sulfat = CaSO_4) sebanyak 1 gram atau 3 ml asam cuka untuk 1 liter sari kedelai, sedikit demi sedikit sambil diaduk perlahan-lahan. Kemudian sari kedelai yang mengendap dan didiamkan beberapa saat untuk selanjutnya dicetak. Sedangkan untuk proses perebusan air menjadi uap panas lanjut, dapat dilihat pada gambar dibawah ini :

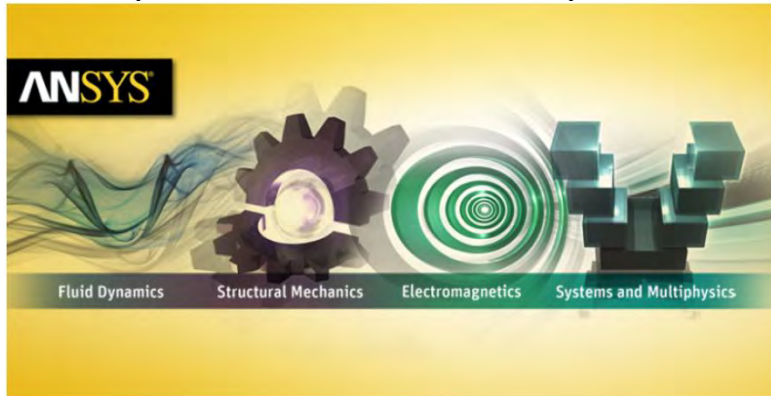


Gambar 2.33 Alur produksi uap pada industri tahu

2.9 Program ANSYS 14.0

ANSYS adalah sebuah software analisis elemen hingga dengan kemampuan menganalisa dengan cakupan yang luas untuk berbagai jenis masalah (Tim Langlais, 1999). ANSYS mampu memecahkan persamaan differensial dengan cara memecahnya menjadi elemen-elemen yang lebih kecil.

Pada awalnya program ini bernama STASYS (*Structural Analysis System*), kemudian berganti nama menjadi ANSYS yang ditemukan pertama kali oleh Dr. John Swanson pada tahun 1970.



Gambar 2.44 Program ANSYS

ANSYS merupakan tujuan utama dari paket permodelan elemen hingga untuk secara numerik memecahkan masalah mekanis yang berbagai macam. Masalah yang ada termasuk analisa struktur statis dan dinamis (baik linear dan non-linear), distribusi panas dan masalah cairan, begitu juga dengan ilmu bunyi dan masalah elektromagnetik.

Teknologi ANSYS mekanis mempersatukan struktur dan material yang bersifat non-linear. ANSYS *multiphysic* juga

mengatasi masalah panas, struktur, elektromagnetik, dan ilmu bunyi.

Dalam tugas akhir, program ini bertujuan mengetahui distribusi temperatur yang terjadi pada suatu perencanaan *design* ketel uap dengan data output yang ingin dicapai. Dalam menentukan proses yang terjadi pada sistem, maka langkah yang harus dibuat yakni membuatnya pada ANSYS Mechanical/CFD Flo Utility Menu, menentukan laju aliran massa, serta menghitung koefisien perpindahan panas baik konduksi maupun konveksi.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahap Penelitian

Pada tugas akhir ini, membahas mengenai kaji numerik *steamer* dalam pembahasannya terdapat 4 tahapan pokok yang dilakukan, diantaranya :

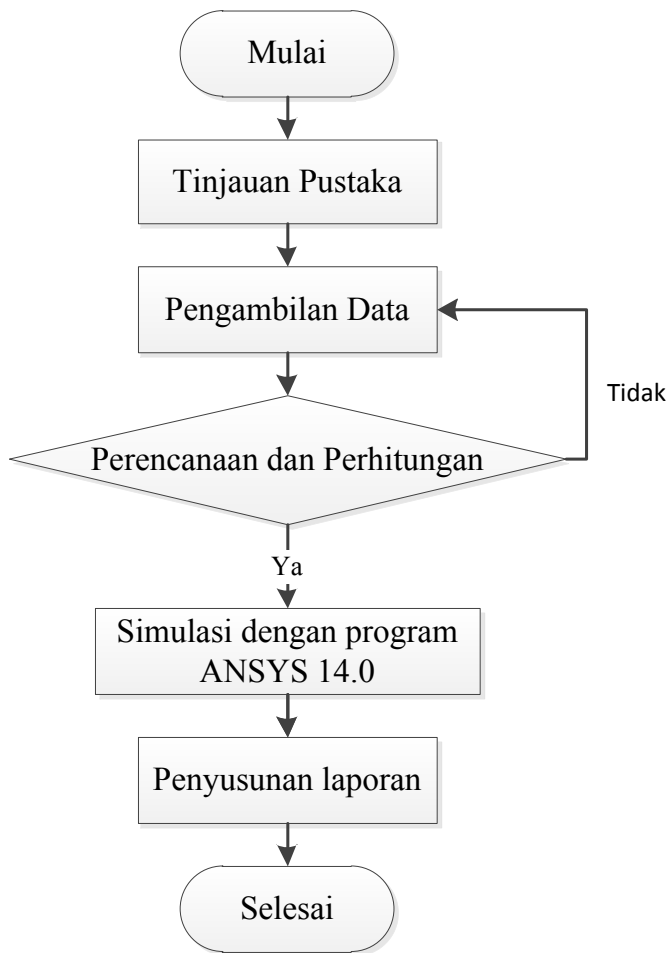
Tahap pertama adalah melakukan identifikasi masalah yang diduga terdapat berbagai masalah yang dapat diselesaikan dengan disiplin ilmu yang dipahami, kemudian dari berbagai permasalahan yang ada dirumuskan menjadi rumusan masalah, setelah rumusan masalah didapat, kemudian menentukan tujuan dan manfaat dari penelitian. Selain itu, perlu melakukan studi pustaka dari berbagai teori penunjang dan beberapa penelitian sebelumnya.

Tahap kedua adalah melakukan pengambilan data. Data-data yang diperlukan diambil dari data penelitian sebelumnya sebagai sumber yang terpercaya dan berisi tentang *mass flow of steam*, *pressure*, *temperature*, dan *efficiency* yang telah dirancang dari masing-masing *input-output*.

Tahap ketiga adalah pengolahan data. Data-data tersebut digunakan untuk mengetahui besar unjuk kerja ketel uap, menghitung *mass flow of fuel*, *cost of fuel* dari penggunaan bahan bakar LPG per hari berdasarkan data harga LPG yang dikeluarkan oleh Pertamina untuk tahun 2015, banyak pipa yang diperlukan, serta koefisien perpindahan panas konduksi dan konveksi yang terjadi yang akan digunakan sebagai data input untuk disimulasikan pada Program ANSYS 14.0. Selain itu, menghitung unjuk kerja dibutuhkan *mass flow* dan *enthalpy*. *Enthalpy* didapatkan dari tabel termodinamika dimana hanya membutuhkan 2 parameter utama dalam mencari *enthalpy* yaitu data *pressure* dan *temperature*. Setelah perhitungan dan simulasi dilakukan, maka dapat ditarik suatu analisis dari Tugas Akhir ini.

Tahap keempat adalah melakukan analisis dengan menggunakan neraca keseimbangan massa dan energi serta mengevaluasi perhitungan *mass flow of fuel*, perolehan jumlah pipa, mendapatkan koefisien perpindahan panas konduksi dan konveksi serta membuat rekomendasi dengan membuat sebuah

simulasi menggunakan program dengan tujuan dapat mengetahui distribusi temperatur yang terjadi pada *steamer*. Selanjutnya, membuat kesimpulan dan saran dari penelitian yang sudah dilakukan. Kesimpulan dan saran ditunjukkan kepada industri pembuatan *steamer* dengan drum aspal dan industri pembuatan tahu untuk mengembangkan usaha.



Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan *steamer*

3.2 Penjelasan Diagram Alir Proses Pembuatan *Steamer*

Proses penyelesaian Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap, sebagai berikut :

3.2.1 Tinjauan Pustaka

Pada studi literatur meliputi pencarian dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan *steamer* dan pengetahuan mengenai komponen-komponen apa saja yang digunakan. Literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku / text book, diktat yang mengacu pada referensi, jurnal ilmiah, Tugas Akhir yang berkaitan, dan media internet.

3.2.2 Pengambilan Data

Data tentang *steamer* ini kami peroleh dari bapak Ir. Eddy Widiyono, MT selaku dosen yang memberikan ide pada Tugas Akhir ini. Data yang diberi, berupa :

- a. Laju aliran massa uap : $70 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$
- b. Temperatur keluar uap : 130°C
- c. Temperatur masuk air : 30°C
- d. Temperatur pembakaran : 534°C
- e. Tekanan uap : 2 atm
- f. η_{boiler} : 60%

3.2.3 Perencanaan dan Perhitungan

Setelah data diperoleh maka kami mengolah dan menghitung data yang ada. Beberapa komponen seperti jenis dan diameter pipa, diameter silinder, tinggi drum yang digunakan, kami tentukan dahulu material yang digunakan yang telah disesuaikan dipasaran, kemudian kami hitung berapa harga perpindahan panasnya, berapa panjang pipa yang diperlukan serta berapa jumlah pipa yang dibutuhkan untuk membuat suatu ketel uap untuk industri kecil tersebut. Selain itu juga dengan menggunakan tekanan dan temperatur, dapat digunakan untuk mencari *mass flow of fuel* dan biaya bahan bakar yang digunakan dalam produksi. Untuk keterangan lebih jelasnya sebagai berikut :

3.2.3.1 Tahap Perhitungan Unjuk Kerja Ketel Uap

Pada tahap perhitungan unjuk kerja ketel uap dibutuhkan *mass flow* dan *enthalpy*. Enthalpy dapat didapatkan dari 2 parameter yaitu tekanan dan temperatur, kemudian menggunakan

bantuan dari tabel thermodynamika dengan cara interpolasi untuk mendapatkan nilai *enthalpy* yang masuk dan keluar.

$$\dot{Q}_{\text{boiler}} = \dot{W}_{\text{cair}} + \dot{W}_{\text{jenuh}} + \dot{W}_{\text{uap}} \quad (3.1)$$

3.2.3.2 Tahap Perhitungan Laju Aliran Bahan Bakar

Berdasarkan analisa keseimbangan massa dan energi, menghitung jumlah panas yang masuk menggunakan persamaan :

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \text{LHV} \cdot \dot{m}_{\text{bb}} \quad (3.2)$$

3.2.3.3 Tahap Perhitungan Biaya LPG Yang Digunakan

Untuk menentukan biaya LPG, data harga LPG untuk tahun 2015 diambil dari data Pertamina. Sedangkan untuk menghitung biaya penggunaan LPG dihitung melalui persamaan dibawah ini :

$$\text{Biaya LPG (Rp)} = \dot{m}_{\text{bb}} \cdot \frac{\text{harga LPG (Rp)}}{\text{kg}} \quad (3.3)$$

3.2.3.4 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas *Internal Flow*

Didasarkan pada subbab 2.7.2.3 konveksi aliran internal dengan tipe aliran laminar ($\text{Re}_D \leq 2300$) pada *constant surface temperatur* karena kasus yang terjadi adalah perpindahan panas dimana T_s , pada seluruh permukaan perpindahan panas sama, q'' lokal di seluruh permukaan tidak sama. Kasus tersebut digunakan untuk menghitung aliran air melalui pipa, sehingga cara penyelesaiannya menggunakan persamaan (2.46) :

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \quad T_s = \text{konstan} \quad (3.4)$$

3.2.3.5 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas *External Flow*

Didasarkan pada subbab 2.7.2.1 konveksi aliran eksternal pada silinder dengan tipe aliran laminar ($\text{Re}_D \leq 2 \cdot 10^5$). Persamaan yang digunakan untuk menghitung aliran *fluegas* di luar pipa yang ada pada persamaan (2.33) :

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = C \cdot \text{Re}_D^m \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3.5)$$

3.2.3.6 Tahap Perhitungan Perpindahan Panas Konduksi Yang Terjadi Pada Pipa, Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Jika Kedua Fluida Dipisahkan Oleh Dinding Silinder Berdasarkan Luas Permukaan Luar Pipa

Berdasarkan penjelasan pada subbab 2.7.1.1 yang berbunyi “konduksi satu dimensi pada silinder, distribusi temperatur hanya kearah satu sumbu saja”, dan karena *steamer* ini

tergolong heat exchanger, maka telah diketahui melalui persamaan (2.63) pada konsep LMTD, yakni :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.6)$$

Untuk U merupakan koefisien perpindahan panas keseluruhan. Dikarenakan pada kasus kali ini didasarkan pada luas permukaan luar pipa sesuai persamaan (2.55) pada konsep heat exchanger, maka untuk koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (3.7)$$

Maka untuk konduksi pipa adalah :

$$\frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (3.8)$$

3.2.3.7 Panjang Pipa Yang Dibutuhkan

Didasarkan pada persamaan (2.69) yang sudah dijelaskan diatas tentang konsep LMTD dengan tipe *cross flow*, maka untuk mencari panjang pipa sebagai berikut :

Sebelum mencari panjang pipa, maka persamaan dicari nilai ΔT_{lm} terlebih dahulu mencari faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur sesuai pada grafik gambar 2.31, kemudian setelah faktor koreksi diketahui, langkah selanjutnya adalah :

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,cf} \times F \quad (3.9)$$

Maka nilai L :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.10)$$

$$q = U \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.11)$$

$$L = \frac{q}{U \cdot \pi \cdot D_i \cdot \Delta T_{lm}} \quad (3.12)$$

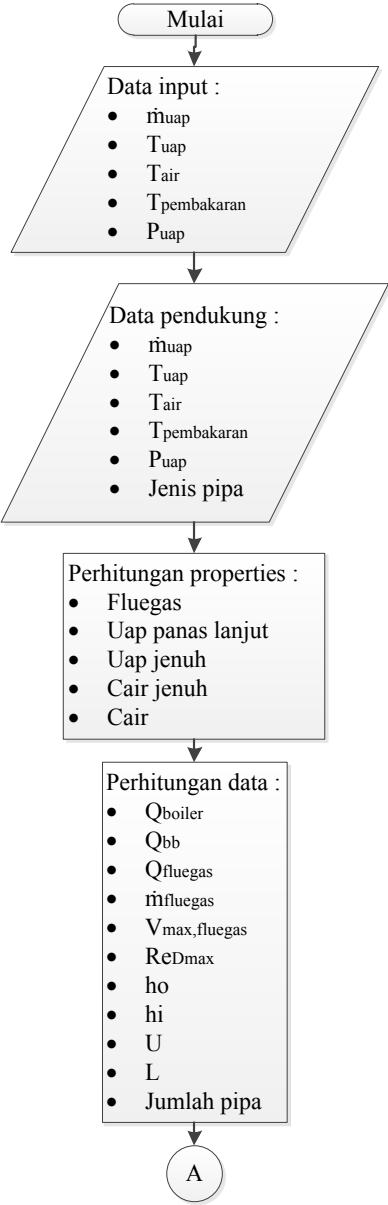
3.2.4 Simulasi Ke Program ANSYS 14.0

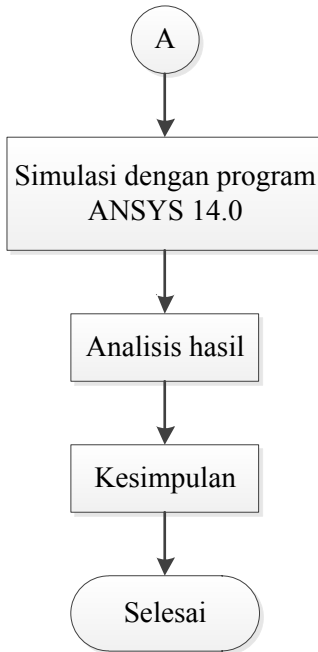
Setelah semua data yang diperlukan seperti koefisien konveksi, diameter drum dan pipa, temperatur, banyak pipa diperoleh melalui perhitungan dan pengamatan data pada literatur. Kemudian dibuat *design steamer* dalam bentuk 2D melalui Program ANSYS 14.0.

3.2.5 Penyusunan Laporan

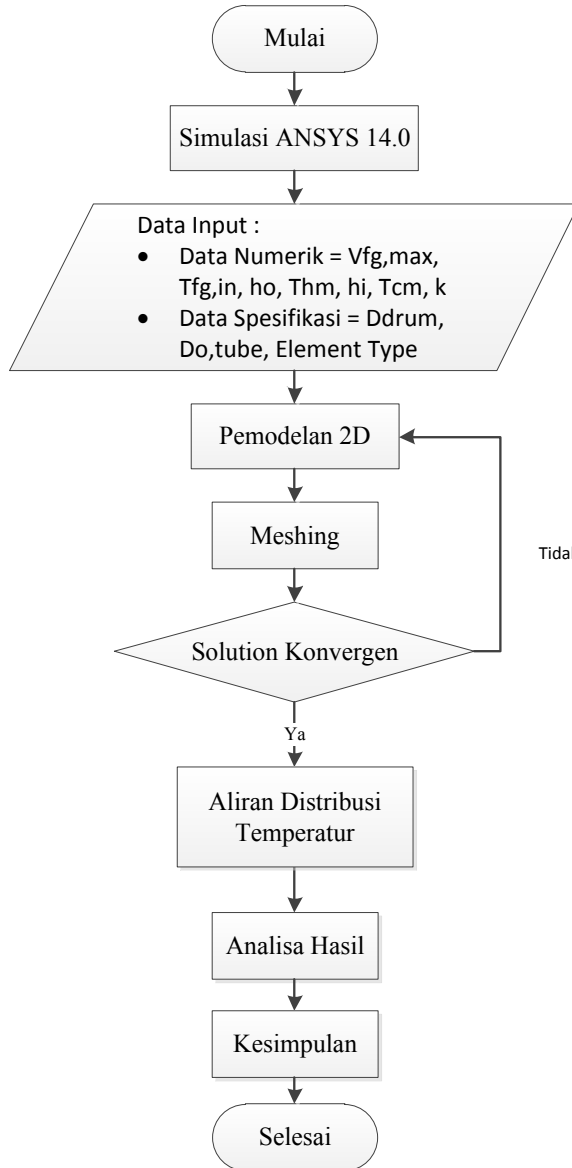
Setelah rencana *design* ketel sudah jadi dalam model 2D maka proses selanjutnya adalah penyusunan laporan yang berkaitan dengan *design* ketel uap *steamer*. Setelah laporan

selesai dibuat maka selanjutnya adalah menarik kesimpulan sebagai hasil



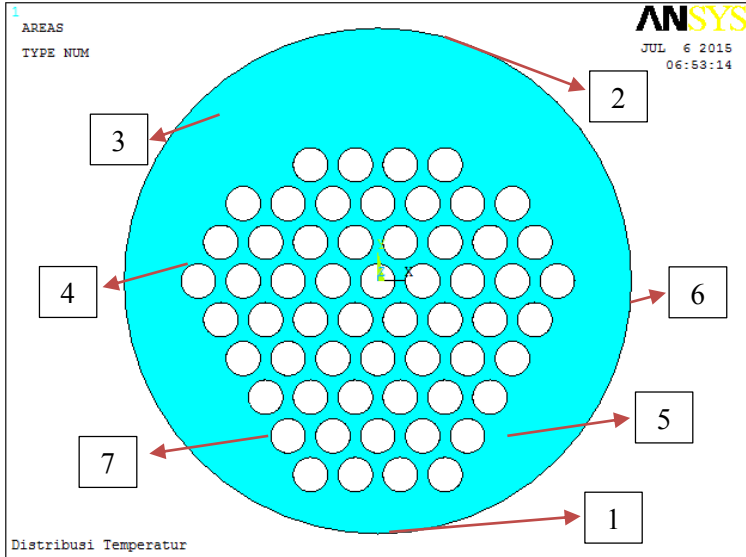


Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan



Gambar 3.3 Diagram alir simulasi ANSYS 14.0

3.2.6 Kondisi Batas Sistem



Keterangan :

1. *Inlet* : $T_{\text{fluegas,in}} = 615^0\text{K}$ dan $V_{\text{max}} = 0,589 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
2. *Outlet* : $T_{\text{fluegas,out}} = 403^0\text{K}$
3. Konveksi di dalam *shell* :
 $T_{\text{hm}} = 615^0\text{K}$ dan $h_o = 24,53643 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$
4. Konveksi di dalam *tube* :
 $T_{\text{cm}} = 398,050^0\text{K}$ dan $h_i = 19,05844 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$
5. Aliran yang bergerak
6. Do drum = 0,56 m
7. Do tube = 0,0381 m

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Kesetimbangan Massa Dan Energi Melalui Tinjauan Termodinamika

Pada dunia industri proses, kesetimbangan massa energi menjadi hal penting yang harus diperhatikan, karena kesetimbangan massa dan energi sangat berkaitan dengan besar energi yang dihasilkan dan energi yang hilang di dalam sistem. Berdasarkan hukum kesetimbangan massa dan energi, jumlah massa dan energi yang masuk harus sama dengan massa dan energi yang keluar.

Untuk mengetahui tingkat energi yang dihasilkan, dapat diketahui melalui perhitungan unjuk kerja hingga tingkat efisiensi. Sebelum menghitung kalor sebagai unjuk kerja suatu ketel uap, data yang tersedia, sebagai berikut :

1. $\dot{m}_{\text{uap}} = 70 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} = 0,01944 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
2. $T_{\text{uap}} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C} = 403 \text{ }^{\circ}\text{K}$
3. $T_{\text{air}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C} = 303 \text{ }^{\circ}\text{K}$
4. $T_{\text{pembakaran}} = 534 \text{ }^{\circ}\text{C} = 807 \text{ }^{\circ}\text{K}$
5. $P_{\text{uap}} = 2 \text{ atm} = 0,20265 \text{ MPa}$
6. $\eta = 60 \%$

4.1.1 Perhitungan Kalor Sebagai Unjuk Kerja Ketel Uap

Sebelum memperoleh analisis nilai unjuk kerja yang terjadi pada ketel uap, maka dicari nilai *properties* melalui *Computer Aided Thermodynamic Table 3 (CATT 3)* yang telah terlampir.

- Untuk $T_{\text{air}} = T_1 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ yang masuk ke ketel dengan $P_1 = 0,101325 \text{ MPa}$, maka didapatkan harga *enthalpy* sebesar :
 $h_1 = 125,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ berupa fase cair
- Diasumsikan untuk tekanan setelah di pompa sebesar $P_2 = 0,20265 \text{ MPa}$, maka $T_{\text{cair,jenuh}} = T_2 = 120,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$, didapatkan harga *enthalpy* sebesar :
 $h_2 = 504,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ berupa fase cair jenuh

- Pada garis tekanan konstan, untuk $P_3 = 0,20265$ MPa, maka $T_{\text{uap,jenuh}} = T_3 = 120,21$ °C, didapatkan harga *enthalpy* sebesar :

$$h_3 = 2706,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ berupa fase uap jenuh}$$

- Pada garis tekanan konstan, dengan $P_{\text{uap}} = P_4 = 0,20265$ Mpa dan $T_{\text{uap}} = T_4 = 130$ °C yang keluar dari ketel, maka didapatkan harga *enthalpy* sebesar :

$$h_4 = 2727,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ berupa fase uap}$$

Berdasarkan hukum kesetimbangan massa dan energi yang berfungsi untuk mengkontrol proses yang terjadi, terutama mengkontrol produk maupun bahan baku, jumlah massa yang masuk harus sama dengan massa yang keluar ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$) dikarenakan pipa diasumsikan tidak ada kebocoran, sehingga :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{boiler}} &= \dot{m} ((h_2 - h_1) + (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3)) \\ &= 0,01944 \frac{\text{kg}}{\text{s}} ((504,68 - 125,9) + (2706,2 - 504,68) + \\ &\quad (2706,2 - 2727,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ &= 50,57122 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.1.2 Perhitungan Laju Aliran Bahan Bakar yang Masuk (\dot{m}_{bbin}) dan Panas yang Masuk (\dot{Q}_{in})

Berdasarkan analisis kesetimbangan energi, menghitung jumlah energi yang masuk sama dengan energi yang keluar. Namun dalam menghitung laju aliran bahan bakar yang masuk dapat melalui persamaan (2.17) dengan melibatkan perhitungan efisiensi dengan metode *direct* atau *input-output* yang disesuaikan dengan standard *ASME Power Test Code PTC 4.1* yakni metode yang menggunakan perbandingan besar energi panas yang keluar dengan energi panas yang masuk ke dalam ketel. Besar energi yang masuk berasal dari nilai kalori LPG dan jumlah bahan bakar karena efisiensi ketel telah ditentukan pada *design* ketel, sedangkan untuk data LHV LPG didapat melalui *Section : Appendix A Lower and Heating Value of Gas, Liquid, and Solid Fuels* yang telah terlampir, sehingga diperoleh \dot{m}_{bb} :

$$\eta_{\text{boiler}} = \frac{\text{Heat absorbed by working fluid}}{\text{fuel energy input}} \times 100\%$$

$$\begin{aligned}
 60\% &= \frac{\dot{Q}_{boiler}}{LHV \cdot \dot{m}_{bb}} \times 100\% \\
 &= \frac{50,56344 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{46607 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \dot{m}_{bb}} \times 100\%
 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,00180814899 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Pada Tugas Akhir ini, kalor yang masuk berasal dari pembakaran bahan LPG, sehingga untuk \dot{Q}_{in} , sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{in} &= \dot{m}_{bb} \cdot LHV \\
 &= 0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 46607 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 &= 84,28536 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

4.1.3 Perhitungan $\dot{Q}_{fluegas}$ Yang Dihasilkan

Berdasarkan hukum kesetimbangan energi, dikatakan bahwa kalor yang masuk sama dengan kalor yang dikeluarkan. Karena kalor yang masuk (\dot{Q}_{in}) berasal dari pembakaran LPG, sedangkan kalor yang keluar berasal dari panas yang diserap boiler (\dot{Q}_{boiler}) dengan kalor sisa pembakaran berupa *fluegas* ($\dot{Q}_{fluegas}$), maka :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{boiler} + \dot{Q}_{fluegas}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{fluegas} &= \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{boiler} \\
 &= 84,28536 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - 50,57122 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\
 &= 33,71414 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \tag{4.1}
 \end{aligned}$$

4.1.4 Perhitungan Biaya LPG Yang Digunakan

Berdasarkan harga tabung gas LPG 12 kg pada tahun 2015 yang telah dikeluarkan oleh Pertamina untuk wilayah region V kota Surabaya, harganya Rp 10.975,- /kg, maka dapat dihitung untuk penggunaan bahan bakar $0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ dalam produksi uap pada industri tahu sesuai pada persamaan (3.6) sebesar :

$$\begin{aligned}
 \text{Biaya LPG (Rp)} &= \dot{m}_{bb} \cdot \frac{\text{harga LPG (Rp)}}{\text{kg}} \\
 &= 0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{10.975}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \text{Rp} \frac{19,86475}{\text{s}} \\
&= \frac{19,86475}{\text{s}} \cdot \frac{1}{\frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}}} \\
&= \text{Rp} \frac{71.513,1}{\text{jam}} \cdot \frac{24 \text{ jam}}{1 \text{ hari}} \\
&= \text{Rp} \frac{1.716.314,4}{\text{hari}}
\end{aligned}$$

Jadi, dengan $\dot{m}_{\text{bb}} = 0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ diharapkan dapat menghasilkan uap yang memiliki temperatur 130°C untuk membantu proses industri tahu yang tentunya mempertimbangkan antara *income* penjualan tahu dengan *outcome* yang diperhitungkan matang-matang yang dipengaruhi oleh biaya LPG sebagai bahan bakarnya.

4.2 Analisis Perpindahan Panas Untuk *Design Steamer*

Analisis mencari nilai konveksi dari aliran di dalam dan di luar pipa, konduksi pada pipa pada *design steamer*. Semua data didapat dari tabel A-4 pada buku "*Fundamentals of heat and mass transfer*" seventh edition, didapat :

Properties Fluegas

- Dari table A-4 *Thermophysical properties of gasses at atmospher pressure* untuk CO_2 , maka digunakan temperatur panas rata-rata (T_{hm}), untuk temperatur *fluegas* di dalam drum sebesar 150°C dan temperatur pembakaran dari *furnace* sebesar 534°C , sehingga didapat :

$$T_{\text{hm}} = \frac{T_{\text{pembakaran}} + T_{\text{fluegas di dalam drum}}}{2}$$

$$T_{\text{hm}} = \frac{534^\circ\text{C} + 150^\circ\text{C}}{2} = 342^\circ\text{C} = 615^\circ\text{K}$$

Melalui $T_{\text{hm}} = 615^\circ\text{K}$, kemudian melalui interpolasi, didapat data-data *properties* sebagai berikut :

1. $C_p = 1,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$
2. $\mu = 275,4 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$
3. $k = 41,84 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$
4. $\rho = 0,86211 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
5. $\text{Pr} = 0,7155$

Properties Steam

- Dari *table A-4 Thermophysical properties of gasses at atmospher pressure* untuk water vapor, untuk temperatur *steam* yang dihasilkan sebesar 130 °C dan temperatur awal terbentuk *steam* yakni 120,1 °C, sehingga didapat :

$$T_{cm} = \frac{T_{akhir\ steam} + T_{awal\ steam}}{2}$$

$$T_{cm} = \frac{120,1^{\circ}\text{C} + 130^{\circ}\text{C}}{2} = 125,05^{\circ}\text{C} = 398,05^{\circ}\text{K}$$

Melalui $T_{cm} = 398,05^{\circ}\text{K}$, kemudian melalui interpolasi, didapat data-data properties sebagai berikut :

- $C_p = 2,01849 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$
- $\mu = 133,68825 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$
- $k = 25,95375 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{K}}$
- $\rho = 0,55733 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $Pr = 1,04195$

Laju aliran massa *fluegas*

Nilai kalor *fluegas* yang diperoleh melalui persamaan 4.1, maka nilai $\dot{m}_{fluegas}$ dapat dihitung, sebagai berikut

$$\dot{m}_{fluegas} = \frac{\dot{Q}_{fluegas}}{C_p \cdot (T_{pembakaran} - T_{fluegas\ di\ dalam\ drum})}$$

$$= \frac{33,71414 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{1,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}} \cdot [(807 - 423)^{\circ}\text{K}]}$$

$$= 0,08085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.1 Pemilihan Pipa Yang Tersedia Di Pasaran

Bahan pipa = Carbon Steel Boiler Tubes ASME SA-178A GRADE A / SA-214

Nominal diameter = 1 – 1/2" (11GA)

Diameter Outside (D_o) = 1 1/2" = 38,1 mm = 0,0381 m

Jari – jari Outside (r_o) = 0,75" = 19,05 mm = 0,01905 m

Diameter Inside (D_i) = 35,687 mm = 0,035687 m

Jari – jari Inside (r_i) = 17,8435 mm = 0,0178435 m

Ketebalan pipa = 0,120 in = 3.048 mm = 0,003048 m

4.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di dalam Pipa (h_i)

Perhitungan Re_D

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_s \cdot N_L}$$

$$Re_D = \frac{4 \cdot 0,01944 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,035687 \text{ m} \cdot 133,68825 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 8}$$

$$Re_D = 6485,05225$$

Perhitungan h_i

Karena aliran air yang mengalir di dalam pipa memiliki tipe aliran turbulen ($Re_D \geq 2300$) *full developed* baik thermal atau hidrodinamik maka kolerasi “*Convection Internal Flow*” menggunakan persamaan *Dittus-Boelter*, sebagai berikut :

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n$$

$$= 0,023 \cdot 6485,05225^{4/5} \cdot 1,04195^{0,4}$$

$$= 26,20580$$

dan untuk memprediksi koefisien konveksinya menggunakan persamaan bilangan *Nusselt* :

$$h_i = Nu_D \cdot \frac{k}{D_i}$$

$$h_i = 26,20580 \cdot \frac{0,02595 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}}{0,035687 \text{ m}}$$

$$h_i = 19,05844 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

4.2.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi di luar Pipa (h_o)

Perhitungan $Re_{D,\max}$

Berikut ini merupakan perhitungan *reynold number* pada *fluegas* :

$$Re_{D,\max} = \frac{\rho_g \cdot V_{fg \max} \cdot D_o}{\mu_{fg}}$$

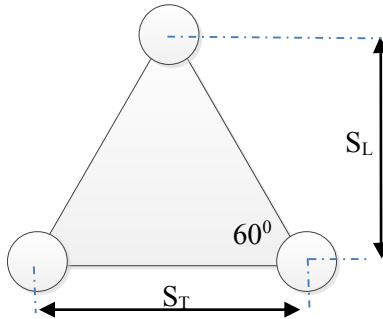
Dalam melakukan perhitungan $Re_{D,\max}$ kita perlu mengetahui nilai $V_{fg,\max}$ (kecepatan aliran) pada jajaran *straggered* terlebih dahulu, yaitu :

$$V_{fg,\max} = \frac{ST}{2 \cdot (SD - D_o)} \times V_{fg}$$

Karena dalam perhitungan $V_{fg,\max}$ dibutuhkan nilai V_{fg} maka dilakukan perhitungan V_{fg} terlebih dahulu dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 V_{fg} &= \frac{\dot{m}_{fg}}{\rho_{fg} \cdot A_{\text{cross section flue gas}}} \\
 &= \frac{\dot{m}_{fg}}{\rho_{fg} \cdot p \cdot l} \\
 &= \frac{0,08085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,86211 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,67 \text{ m} \cdot 0,56 \text{ m}} \\
 &= 0,24993 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai V_{fg} , langkah selanjutnya mensubstitusikan nilai V_{fg} ke dalam rumus $V_{fg, \max}$, namun sebelumnya mencari nilai S_T , S_L , S_D pada jajaran pipa *straggered* seperti perhitungan di bawah ini :



Gambar 4.1 Ilustrasi *rotated triangle* (60°)

Dengan pitch ratio batas $1,25 < \frac{S_T}{D_o} < 1,55$, digunakan pendekatan

$\frac{S_T}{D_o} = 1,3$ dan sudut yang diketahui sebesar 60° (*rotated triangle*), maka nilai S_T :

$$\begin{aligned}
 S_T &= 1,3 \cdot D_o \\
 &= 1,3 \cdot 0,0381 \text{ m} \\
 &= 0,04953 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_D &= \frac{\frac{1}{2} \cdot S_T}{\cos 60} \\
 &= \frac{\frac{1}{2} \cdot S_T}{\frac{1}{2}} \\
 &= S_T = 0,04953 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Untuk mencari nilai S_L , maka :

$$\begin{aligned} S_L &= x \cdot \sin 60 \\ &= 0,04953 \cdot \frac{1}{2} \sqrt{3} \\ &= 0,04289 \text{ m} \end{aligned}$$

Untuk mencari nilai S_D , maka :

$$\begin{aligned} S_D &= \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D_o}{2} \\ &= \left[(0,04289 \text{ m})^2 + \left(\frac{0,04953 \text{ m}}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{0,04953 + 0,0381}{2} \\ &= 0,049526 \text{ m} < 0,043815 \text{ m (tidak sesuai)} \end{aligned}$$

Sehingga :

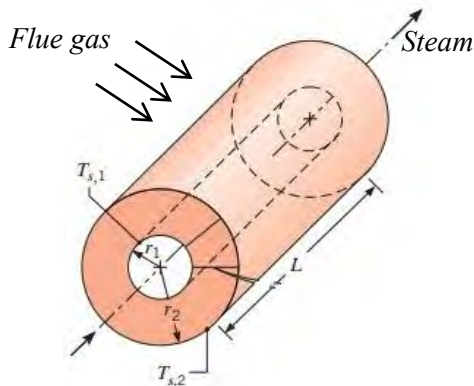
$$\begin{aligned} V_{fg, \max} &= \frac{S_T}{(S_D - D_o)} \times V_{fg} \\ &= \frac{0,04953 \text{ m}}{0,049526 \text{ m} - 0,0381 \text{ m}} \times 0,24993 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= 1,083427 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Setelah semua data didapat, maka dapat dilakukan perhitungan $Re_{D, \max}$ dengan cara mensubstitusikan semua properties yang telah didapatkan dari perhitungan sebelumnya, sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Re_{D, \max} &= \frac{\rho_g \cdot V_{fg, \max} \cdot D_o}{\mu_{fg}} \\ &= \frac{0,86211 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,083427 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0381 \text{ m}}{275,4 \times 10^{-7} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\ &= 1292,181164 \end{aligned}$$

Perhitungan *Prandtl Number* pada *Surface* ($Pr_{surface}$)

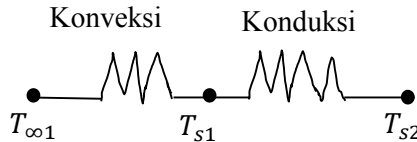
Dalam memperoleh nilai Pr_s , harus mengetahui temperatur *surface* ($T_{surface}$) terlebih dahulu, sebagai berikut :



Gambar 4.2 Body diagram tube

Asumsi:

- Radiasi diabaikan
- Hambatan kontak diabaikan
- Kondisi tunak (*steady state*)
- Kondisi satu dimensi arah radial



Nilai konduktifitas thermal (k) dapat dicari pada tabel Apendix A tabel A-1 dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera ;1891* pada $T_{cm} = 398,050$ °K dan bahan *tube* berupa *Carbon Steel : AISI 1010* dengan cara interpolasi dan didapatkan $k = 58,80140 \frac{W}{m \cdot K}$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{fluegas} &= \frac{T_{s2} - T_{m,s}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}} \\
 33,71414 \frac{kJ}{s} &= \frac{T_{s2} - 398,05 \text{ K}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,01785 \text{ m} \cdot 0,67 \text{ m} \cdot 19,05844 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{\ln \left(\frac{0,01905 \text{ m}}{0,0178435 \text{ m}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 58,80140 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0,67 \text{ m}}} \\
 T_{s2} &= 421,60888 \text{ } ^\circ K
 \end{aligned}$$

Dari *table A-4 Thermophysical properties of gasses at atmospher pressure* untuk *water vapor*, untuk $T_{s2} = 421,60888$ °K maka nilai $Pr_s = 0,73311$

Perhitungan *Nusselt Number* (Nu)

Berikut ini merupakan perhitungan *nusselt number* dengan menggunakan korelasi yang direkomendasikan untuk semua jajaran pipa (Zukauskas), yaitu:

$$\text{Nu}_{D,fg} = C_1 \cdot \text{Re}_{D,\max,fg}^m \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{surface}}} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Dengan syarat :

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq \text{Pr} \leq 500 \\ 10 \leq \text{Re}_{D,\max} \leq 2 \cdot 10^6 \end{array} \right] \text{ (F. P. Incropera; 1981)}$$

Untuk mendapatkan nilai *nusselt number* maka harus mendapatkan semua properties yang dibutuhkan dalam perhitungan tersebut. Khusus nilai C_1 dan m didapatkan dari tabel Konstanta Persamaan dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1891*.

Tabel 4.1 Konstanta persamaan

Configuration	$\text{Re}_{D,\max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^4$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^4$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^4$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^4-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^4-2 \times 10^6$	0.022	0.84

Dikarenakan pada *straggered* dengan $\text{Re}_{D,\max} = 1291,181164$ maka didapatkan nilai :

$C_1 = 0,36$ dan $m = 0,6$

Setelah mendapatkan nilai C_1 dan m , maka langkah selanjutnya adalah menghitung nilai $\text{Nu}_{D,fg}$ sebagai berikut :

$$\text{Nu}_{D,fg} = C_2 \cdot (C_1 \cdot \text{Re}_{D,\max,fg}^m \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{surface}}} \right)^{\frac{1}{4}})$$

$$= 0,95667 \cdot (0,36 \cdot 1292,188164^{0,6} \cdot 0,7155^{0,36} \cdot \left(\frac{0,7155}{0,73655}\right)^{\frac{1}{4}})$$

$$= 22,34317$$

Perhitungan h_o

Maka untuk memprediksi koefisien konveksinya dengan menggunakan persamaan bilangan *Nusselt* :

$$h_o = Nu_{D,fg} \cdot \frac{k}{D_o}$$

$$= 22,34317 \cdot \frac{41,84 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{0,0381 m}$$

$$h_o = 24,53643 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

4.2.4 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Jika Kedua Fluida Dipisahkan Oleh Dinding Silinder Berdasarkan Luas Permukaan Luar Pipa

Berdasarkan persamaan 3.7, didapatkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan sebesar :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k_{surface}} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\frac{24,53643 W}{m^2 \cdot ^\circ K}} + \frac{0,01905 m}{58,80140 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,01905 m}{0,01784 m}\right) + \frac{0,01905 m}{0,01784 m} \cdot \frac{1}{19,05844 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}}}$$

$$U = 10,33112 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

4.2.5 Perhitungan *Log Mean Temperature Difference* (ΔT_{lm})

Untuk mendapatkan nilai ΔT_{lm} maka harus mengetahui nilai tiap properties yang dibutuhkan terlebih dahulu. Berikut ini perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai properties tersebut:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Perhitungan ΔT_2 dan ΔT_1 pada faktor koreksi LMTD untuk *Heat Exchanger* tipe *Cross Flow* (Aliran Silang) dengan menggunakan **faktor koreksi LMTD untuk HX aliran silang dengan kedua fluida tidak bercampur**. Untuk mencari f, harus dihitung terlebih dahulu nilai P dan R nya :

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} = \frac{T_{c_o} - T_{c_i}}{T_{h_i} - T_{c_i}} = \frac{403 - 393,1}{423 - 393,1} = 0,33110$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{423 - 403}{403 - 393,1} = 2,02020$$

Maka jika dilihat di grafik pada gambar 2.36, didapat f bernilai = Sehingga : 0,98

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,cf} \times f$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \times f$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right]} \times f$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(423 - 403)K - (403 - 393,1)K}{\ln \left[\frac{(423 - 403)}{(403 - 403)} \right]K} \times 0,98$$

$$\Delta T_{lm} = 206,84123^{\circ}K$$

4.2.6 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)

Berikut ini merupakan perhitungan perpindahan panas, sebagai berikut :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

$$= U \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N \cdot \Delta T_{lm}$$

$$= 10,33112 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot \pi \cdot 0,0381 m \cdot 0,67 m \cdot 58 \cdot 206,84123^{\circ}K$$

$$= 9939,43965 W$$

4.3 Rencana Design Steamer

4.3.1 Perencanaan Design Steamer

Perencanaan *design steamer* menggunakan:

1. Pipa

Bahan pipa : Carbon steel boiler tubes ASME SA-178A
GRADE A / SA-214

Nominal diameter : 1-1/2" (11GA)

Ketebalan pipa : 3,048 mm

Diameter *outside* : 38,1 mm

Diameter *inside* : 35,687 mm

2. Drum

Drum yang digunakan adalah drum aspal dengan diameter 56 cm dan tinggi 87 cm

Tinggi *upper header* = 10 cm = 0,1 m

Tinggi badan pipa *boiler* = 67 cm = 0,67 m

Tinggi *bottom header* = 10 cm = 0,1 m

3. Kemiringan pipa = 10⁰

4. Jumlah pipa sebanyak 58 pipa dan N_L = 8

4.3.2 Design Steamer Menggunakan ANSYS 14.0

Pada ANSYS 14.0 untuk *design steamer* menggunakan aliran satu fasa dan didesign dengan model 2 dimensi.

Keterangan gambar :

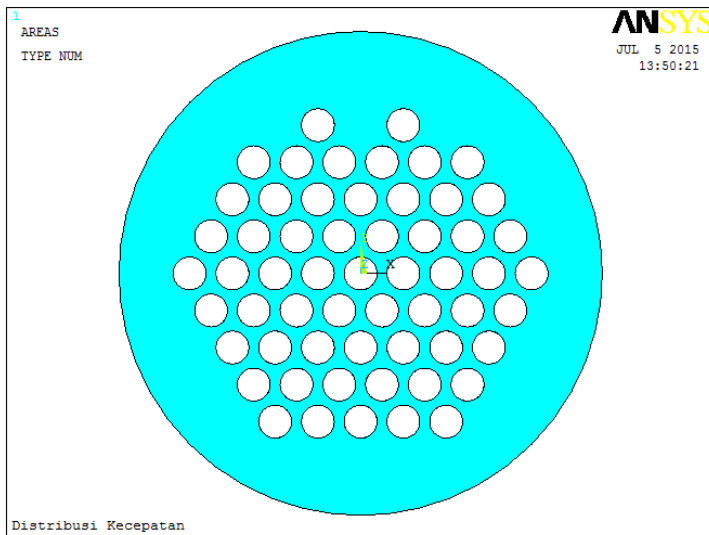
Diameter drum = 0,56 meter

Diameter *tube* = 0,0381 meter

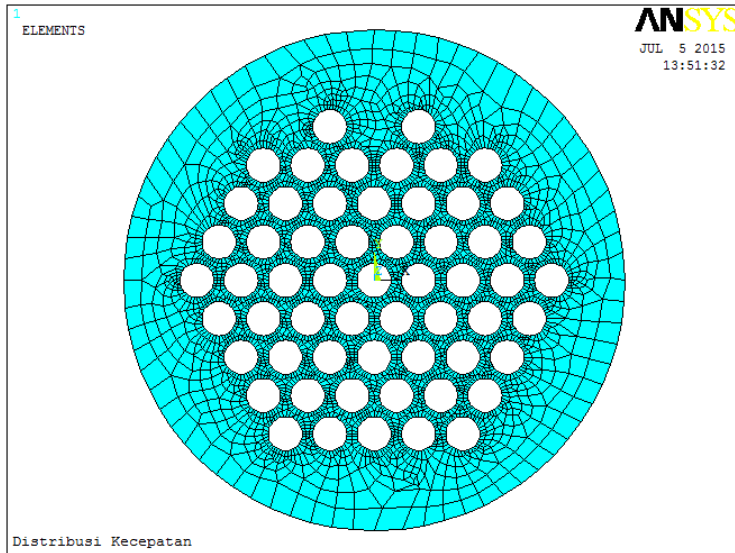
Perbandingan tingkat distribusi temperatur

Distribusi temperatur dan kecepatan *fluegas* pada *steamer* dapat dilihat pada gambar percobaan 1 dan 2. Distribusi temperatur yang terjadi diawali oleh temperatur pembakaran maksimum pada furnace sebesar 807 °K yang terletak di luar ketel. Kemudian temperatur tersebut disalurkan masuk ke dalam ketel hingga pada temperatur rata-rata *fluegas* sebesar 615 °K. Sedangkan untuk temperatur keluar *fluegas* sebesar 403 °K.

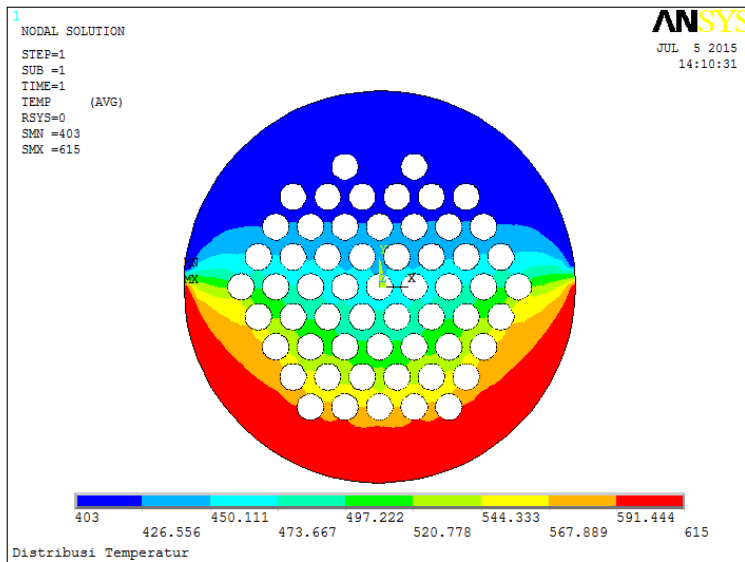
Percobaan 1



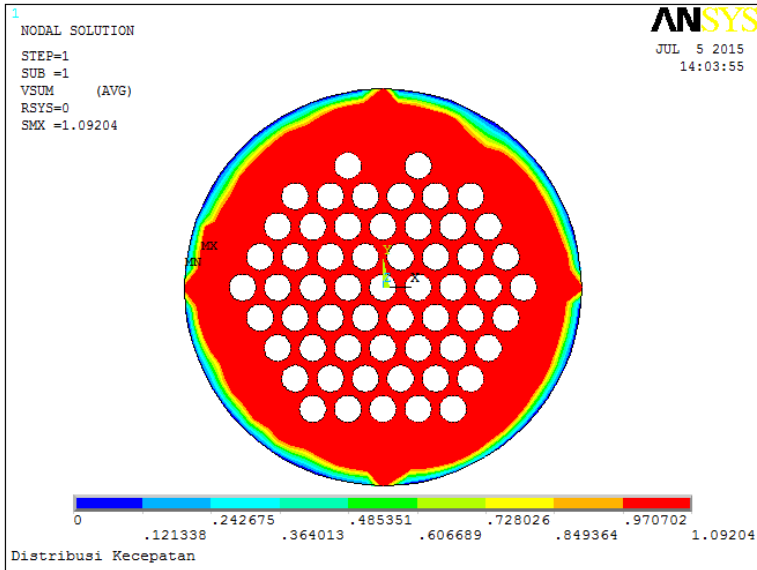
Gambar 4.3 Dimensi percobaan 2 *design steamer* 2D



Gambar 4.4 Design steamer after meshing



Gambar 4.5 Distribusi Temperatur

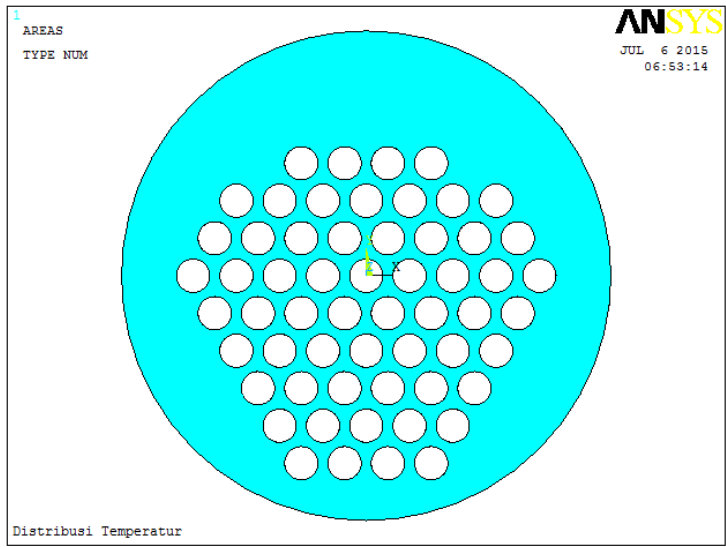


Gambar 4.6 Distribusi Kecepatan

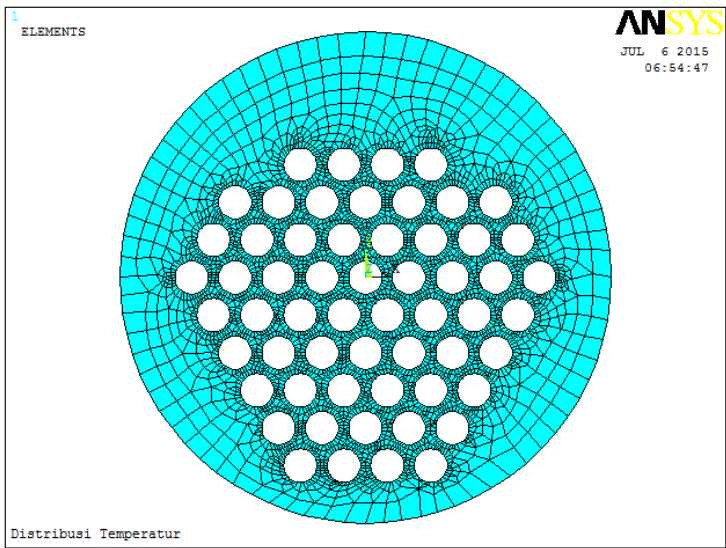
Pada percobaan 1, temperatur turun dengan stabil sebesar $23,556^{\circ}\text{K}$. Pada penyebaran temperatur tidak hanya dipengaruhi oleh perpindahan panas tetapi juga konveksi aliran *fluegas* di luar pipa dan aliran air di dalam pipa, dan konduksi yang terjadi pada pipa. Hasil distribusi temperatur pada shell untuk penyebaran kalor cukup merata yang ditunjukkan dengan gradien distribusi temperatur yang mengalami penurunan temperatur secara stabil. Pada *design* ini, pipa yang berada pada lokasi temperatur terendah sebagai temperatur *fluegas* yang keluar yakni 403°K ini sebanyak 9 tube.

Sedangkan untuk distribusi kecepatan yang terjadi, diluar *steamer* kecepatan aliran dianggap $0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, sedangkan melalui data simulasi dengan ANSYS 14.0 didapatkan kecepatan *fluegas* di dalam ketel sebesar $1,09204 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, kemudian semakin ke luar turun stabil sebesar $0,12134 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

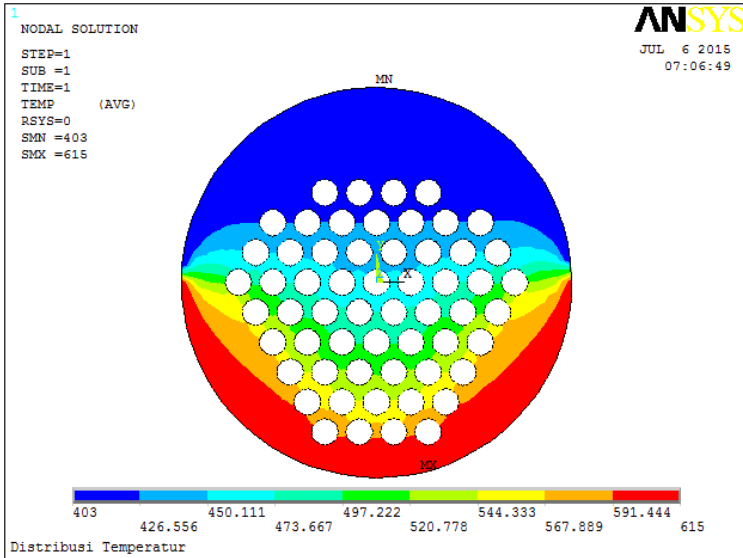
Percobaan 2



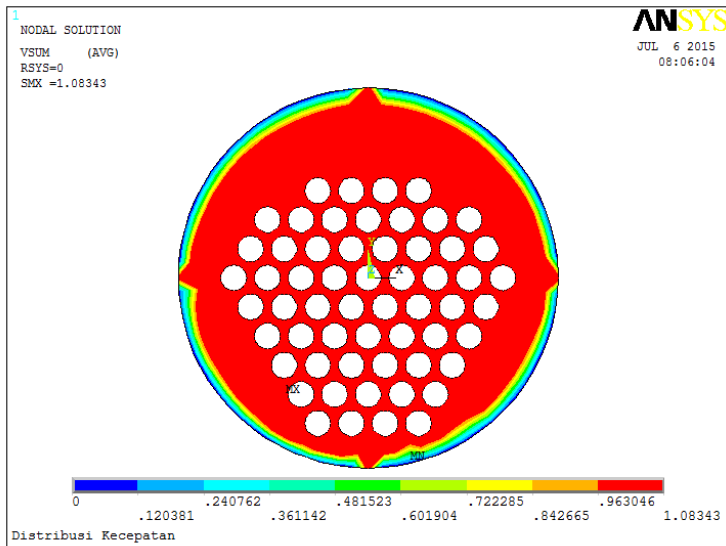
Gambar 4.7 Dimensi percobaan 2 *design steamer* 2D



Gambar 4.8 *Design steamer* after meshing



Gambar 4.9 Distribusi Temperatur



Gambar 4.10 Distribusi Kecepatan

Pada percobaan 2, temperatur turun dengan stabil sebesar $23,556^{\circ}\text{K}$. Pada penyebaran temperatur tidak hanya dipengaruhi oleh perpindahan panas tetapi juga konveksi aliran *fluegas* di luar pipa dan aliran air di dalam pipa, dan konduksi yang terjadi pada pipa. Hasil distribusi temperatur pada shell untuk penyebaran kalor cukup merata yang ditunjukkan dengan gradien distribusi temperatur yang mengalami penurunan temperatur secara stabil. Pada *design* ini, pipa yang berada pada lokasi temperatur terendah sebagai temperatur *fluegas* yang keluar yakni 403°K ini sebanyak 4 *tube*.

Sedangkan untuk distribusi kecepatan yang terjadi, diluar *steamer* kecepatan aliran dianggap $0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, sedangkan melalui data simulasi dengan ANSYS 14.0 didapatkan kecepatan *fluegas* di dalam ketel sebesar $1,08343 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, kemudian semakin ke luar turun stabil sebesar $0,120384 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Pada perbandingan *sample design* diatas bahwa keduanya memiliki tingkat distribusi temperatur yang sama. Namun perbedaannya terletak pada segi penempatan *tube*. Untuk percobaan 1 didapatkan *tube* yang berada di area temperatur terendah sebanyak 9 *tube*, sedangkan percobaan 2 didapatkan *tube* yang berada di area temperatur terendah sebanyak 4 *tube*. Hal ini menandakan bahwa penempatan *design tube* semakin mendekati area datangnya *fluegas*, maka semakin dapat memanasi *steam* dengan optimal dan sebaliknya jika semakin ke atas, maka pemanasan *steam* berada di area temperatur yang kurang optimal.

Sedangkan pada distribusi kecepatan dengan *design* percobaan 1 dan 2 memiliki tingkat distribusi kecepatan yang berbeda pula. Setela di simulasi, untuk *design* percobaan 1 distribusi kecepatan aliran *fluegas* lebih besar dari pada *design* percobaan 2.

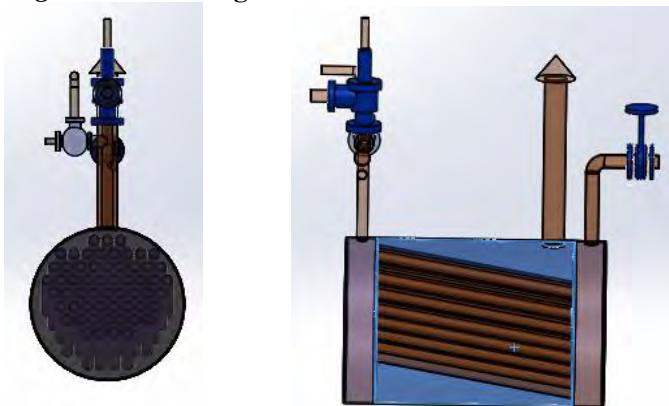
Pada program ini dirancang untuk penelitian aliran 1 fasa. Maka dari itu penelitian ini ditujukan untuk mengamati aliran distribusi temperatur dan kecepatan hanya di dalam *shell*.

4.4 Cara Kerja *Steamer*

Steamer merupakan ketel dimana air berada dalam pipa kemudian diuapkan. Prinsip kerjanya yaitu :

1. *Water treatment* dari *water tank* masuk ke dalam *bottom header boiler* melalui *feedwater pump* yang terlebih dulu melewati *water filter*.
2. Air yang ada di *bottom header* kemudian masuk kedalam pipa-pipa. Karena proses pembakaran maka air berubah menjadi uap.
3. Setelah perubahan fasa dari cair ke uap didalam pipa-pipa kemudian uap keluar dari *upper header* menuju cerobong. Selanjutnya uap di salurkan ke pipa distribusi.

4.5 Design *Steamer* Dengan *Solidwork*



Gambar 4.11 *Design steamer*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang dapat diambil dari analisa perhitungan dan perencanaan ini adalah sebagai berikut ini :

1. Berdasarkan tinjauan thermodinamika yang didasarkan pada hukum keseimbangan massa dan energi bahwa massa maupun energi yang masuk sama dengan massa atau energi yang keluar sehingga didapatkan kalor sebagai unjuk kerja yang dihasilkan oleh ketel sebesar $50,57122 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$. Dari kalor ketel diatas dapat dihitung laju aliran massa bahan bakar LPG sebesar $0,00181 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, sehingga dapat diketahui kalor yang masuk sebesar $84,28536 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$ yang didapat dari perkalian laju aliran massa bahan bakar LPG dengan *lower heating value* LPG, dan untuk LPG yang dipergunakan memakan biaya sebesar Rp $\frac{1.716.314,4}{\text{hari}}$.
2. Berdasarkan tinjauan perpindahan panas, dari bab hasil dan pembahasan diatas dapat diketahui kecepatan maksimum *fluegas* $1,083427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, koefisien konveksi aliran di luar pipa sebesar $24,5364 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$, koefisien konveksi aliran di dalam pipa sebesar $19,05844 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$ dengan banyak pipa yang digunakan sebesar 58 pipa dengan diameter luar pipa 0,0381 m. Untuk dimensi drumnya yaitu drum yang digunakan adalah drum aspal dengan diameter 0,56 m dan tinggi 0,87 m. Untuk tinggi *upper* dan *bottom header* drum masing-masing 0,1 m dan untuk tinggi badan drum ketel sebesar 0,67 m.
3. Distribusi temperatur dan kecepatan *fluegas* pada *steamer* dapat dilihat pada gambar percobaan 1 dan 2. Distribusi temperatur yang terjadi diawali oleh temperatur pembakaran maksimum pada *furnace* sebesar $807 ^\circ\text{K}$ yang terletak di luar ketel. Kemudian temperatur tersebut disalurkan masuk ke dalam ketel hingga pada temperatur rata-rata *fluegas* sebesar

615 °K. Sedangkan untuk temperatur keluar *fluegas* sebesar 403 °K.

Pada percobaan 1, temperatur turun dengan stabil sebesar 23,556°K. Pada *design* ini, pipa yang berada pada lokasi temperatur terendah sebagai temperatur *fluegas* yang keluar yakni 403 °K ini sebanyak 9 *tube*.

Sedangkan untuk distribusi kecepatan yang terjadi, diluar *steamer* kecepatan aliran dianggap $0 \frac{m}{s}$, sedangkan melalui data simulasi dengan ANSYS 14.0 didapatkan kecepatan *fluegas* di dalam ketel sebesar $1,09204 \frac{m}{s}$, kemudian semakin ke luar turun stabil sebesar $0,12134 \frac{m}{s}$.

Pada percobaan 2, temperatur turun stabil dengan besar yang sama pada percobaan sebelumnya. Pada *design* ini, pipa yang berada pada lokasi temperatur terendah sebagai temperatur *fluegas* yang keluar yakni 403 °K ini sebanyak 4 *tube*.

Sedangkan untuk distribusi kecepatan yang terjadi, diluar *steamer* kecepatan aliran dianggap $0 \frac{m}{s}$, sedangkan melalui data simulasi dengan ANSYS 14.0 didapatkan kecepatan *fluegas* di dalam ketel sebesar $1,08343 \frac{m}{s}$, kemudian semakin ke luar turun stabil sebesar $0,120384 \frac{m}{s}$.

Pada perbandingan *sample design* diatas bahwa keduanya memiliki tingkat distribusi temperatur yang sama. Namun perbedaannya terletak pada segi penempatan *tube*. Untuk percobaan 1 didapatkan *tube* yang berada di area temperatur terendah sebanyak 9 *tube*, sedangkan percobaan 2 didapatkan *tube* yang berada di area temperatur terendah sebanyak 4 *tube*. Hal ini menandakan bahwa penempatan *design tube* semakin mendekati area datangnya *fluegas*, maka semakin dapat memanasi *steam* dengan optimal dan sebaliknya jika semakin ke atas, maka pemanasan *steam* berada di area temperatur yang kurang optimal. Pada penyebaran temperatur tidak hanya dipengaruhi oleh perpindahan panas tetapi juga konveksi aliran *fluegas* di luar pipa dan aliran air di dalam pipa, dan konduksi yang terjadi pada pipa. Hasil

distribusi temperatur pada shell untuk penyebaran kalor cukup merata yang ditunjukkan dengan gradien distribusi temperatur yang mengalami penurunan temperatur secara stabil.

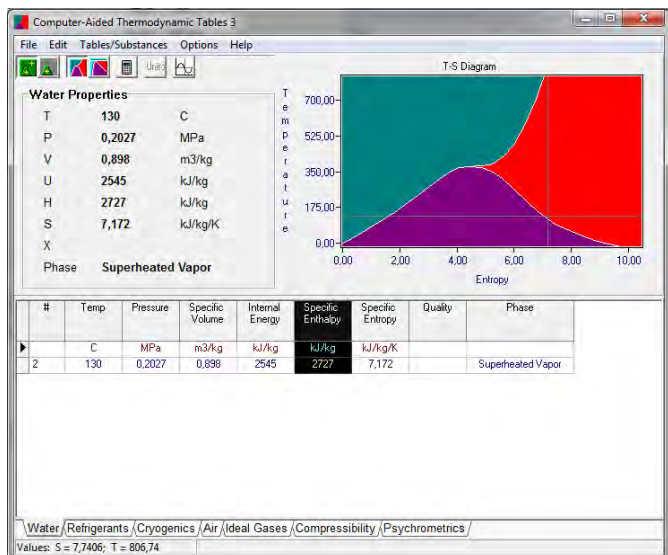
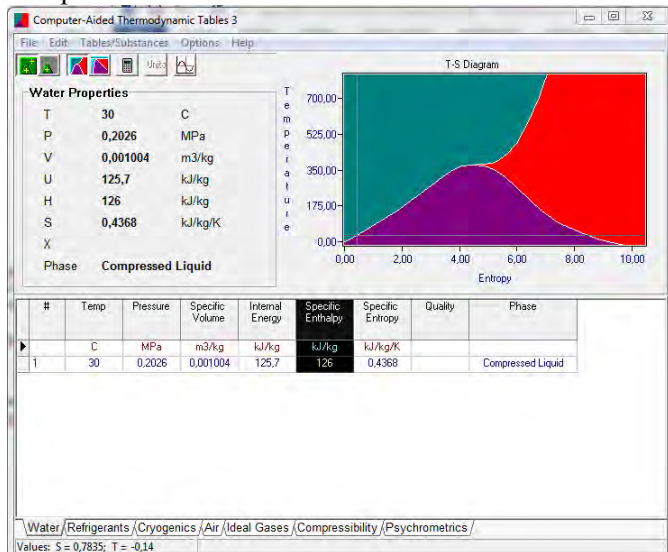
Sedangkan pada distribusi kecepatan dengan *design* percobaan 1 dan 2 memiliki tingkat distribusi kecepatan yang berbeda pula. Setelah di simulasi, untuk *design* percobaan 1 distribusi kecepatan aliran *fluegas* lebih besar dari pada *design* percobaan 2.

5.2 Saran

1. Pemanfaatan temperatur keluar yang dibuang perlu dilakukan agar dapat hemat energi bahan bakar, seperti penambahan pipa-pipa gas pembuangan untuk memanaskan air yang masuk agar efisiensinya dapat ditingkatkan dan penghemanatan bahan bakar dapat dilakukan.
2. Untuk temperatur LPG yang dihitung melalui proses SSSF perlu dikaji ulang agar mendapatkan temperatur LPG yang akurat.
3. Penelitian dengan menggunakan program ANSYS 14.0 bisa dilakukan pada *design tube* sehingga dapat diketahui juga distribusi temperatur yang lebih akurat.
4. Perlu dikaji ulang masalah temperatur keluar ketel ($T_{fluegas}$) untuk ukuran industri kecil seperti industri tahu.
5. Perlu dikaji jarak antar *tube* yang lebih akurat dan design letak tube yang lebih baik lagi agar menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata.
6. Daerah masuk *fluegas* perlu dikaji ulang.
7. Perlu dikaji ulang temperatur yang digunakan untuk mencari *properties* pada konduksi pipa jika kondisinya tidak *steady state*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Lampiran 1



Lampiran 2

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Ammonia (NH₃), $M = 17.03$ kg/kmol							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

Lampiran 3

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg) <i>v_f</i> · 10 ³	<i>v_g</i>	Heat of Vapor- ization, <i>h_{fg}</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K) <i>c_{p,f}</i>	<i>c_{p,g}</i>	Viscosity (N · s/m ²) <i>μ_f</i> · 10 ⁶	<i>μ_g</i> · 10 ⁶	Thermal Conductivity (W/m · K) <i>k_f</i> · 10 ³	<i>k_g</i> · 10 ³	Prandtl Number <i>Pr_f</i>	<i>Pr_g</i>	Surface Tension, <i>σ_f</i> · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, <i>β_f</i> · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temper- ature, <i>T</i> (K)
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.205	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

Lampiran 4

Section: Appendix A
Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels

Fuels	Lower Heating Value (LHV) [1]			Higher Heating Value (HHV) [1]			Density
Gaseous Fuels @ 32 F and 1 atm	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/ft ³
Natural gas	983	20,267	47.141	1089	22,453	52.225	22.0
Hydrogen	290	51,682	120.21	343	61,127	142.18	2.65
Still gas (in refineries)	1458	20,163	46.898	1,584	21,905	50.951	32.8
Liquid Fuels	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/gal
Crude oil	129,670	18,352	42.686	138,350	19,580	45.543	3.205
Conventional gasoline	116,090	18,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2.819
Reformulated or low-sulfur gasoline	113,602	18,211	42.358	121,848	19,533	45.433	2.830
CA reformulated gasoline	113,927	18,272	42.500	122,174	19,595	45.577	2.828
U.S. conventional diesel	128,450	18,397	42.791	137,380	19,676	45.786	3.167
Low-sulfur diesel	129,488	18,320	42.612	138,490	19,594	45.575	3.206
Petroleum naphtha	116,920	19,320	44.938	125,080	20,669	48.075	2.745
NG-based FT naphtha	111,520	19,081	44.383	119,740	20,488	47.654	2.651
Residual oil	140,353	18,968	39.466	150,110	18,147	42.210	3.752
Methanol	57,250	8,639	20.094	65,200	9,838	22.884	3.006
Ethanol	76,330	11,567	26.952	84,530	12,832	29.847	2.988
Butanol	99,837	14,775	34.366	108,458	16,051	37.334	3.065
Acetone	83,127	12,721	29.589	90,511	13,698	31.882	2.964
E-Diesel Additives	116,090	18,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2.819
Liquefied petroleum gas (LPG)	84,950	20,038	46.607	91,410	21,561	50.152	1.923
Liquefied natural gas (LNG)	74,720	20,908	48.632	84,820	23,734	55.206	1.621
Dimethyl ether (DME)	68,930	12,417	28.882	75,610	13,620	31.681	2.518
Dimethoxy methane (DMM)	72,200	10,061	23.402	79,197	11,036	25.670	3.255
Methyl ester (biodiesel, BD)	119,550	16,134	37.528	127,960	17,269	40.168	3.361
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123,670	18,593	43.247	130,030	19,549	45.471	3.017
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117,059	18,729	43.563	125,294	20,047	46.628	2.835
Renewable Diesel II (UOP-HDO)	122,887	18,908	43.979	130,817	20,128	46.817	2.948
Renewable Gasoline	115,983	18,590	43.239	124,230	19,911	46.314	2.830
Liquid Hydrogen	30,500	51,621	120.07	36,020	60,864	141.80	268
Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93,540	15,094	35.108	101,130	16,319	37.957	2.811
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96,720	15,613	36.315	104,530	16,873	39.247	2.810
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100,480	15,646	36.382	108,570	16,906	39.322	2.913
Butane	94,970	19,466	45.277	103,220	21,157	49.210	2.213
Isobutane	90,060	19,287	44.862	98,560	21,108	49.066	2.118
Isobutylene	95,720	19,271	44.824	103,010	20,739	48.238	2.253
Propane	84,250	19,904	46.296	91,420	21,597	50.235	1.920
Solid Fuels	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	
Coal (wet basis) [6]	19,546,300	9,773	22.732	20,608,570	10,304	23.968	
Bituminous coal (wet basis) [7]	22,460,600	11,230	26.122	23,445,900	11,723	27.267	
Coking coal (wet basis)	24,600,497	12,300	28.610	25,679,670	12,840	29.865	
Farmed trees (dry basis)	16,811,000	8,406	19.551	17,703,170	8,852	20.589	
Herbaceous biomass (dry basis)	14,797,555	7,399	17.209	15,582,870	7,791	18.123	
Corn stover (dry basis)	14,075,990	7,038	16.370	14,974,460	7,487	17.415	
Forest residue (dry basis)	13,243,490	6,622	15.402	14,164,160	7,082	16.473	
Sugar cane bagasse	12,947,318	6,474	15.058	14,062,678	7,031	16.355	
Petroleum coke	25,370,000	12,685	29.505	26,920,000	13,460	31.308	

Source:

GREET, The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use in Transportation Model, GREET 1.8d.1, developed by Argonne National Laboratory, Argonne, IL, released August 26, 2010.
<http://greet.es.anl.gov/>

Lampiran 5

01 Mar 2015 00:00

Harga LPG 12KG ditingkat Agen tmt 01 Maret 2015

Daftar harga ini adalah harga di agen yang mengambil ke filling plant dibawah ini dalam radius 60 km. Untuk pengantaran akan dikenai ongkos kirim :

REGION V:			
70	Pamekasan - Jatim	11,042	132,500
71	Surabaya - Jatim	10,975	131,700
72	Surabaya - Jatim	10,975	131,700
73	Surabaya - Jatim	10,975	131,700
74	Surabaya - Jatim	10,975	131,700
75	Surabaya - Jatim	10,975	131,700
76	Gresik - Jatim	10,975	131,700
77	Sidoarjo - Jatim	10,975	131,700
78	Pasuruan - Jatim	11,008	132,100
79	Malang - Jatim	11,033	132,400
80	Malang - Jatim	11,033	132,400
81	Kediri - Jatim	11,067	132,800
82	Tulungagung - Jatim	11,125	133,500
83	Ngawi - Jatim	11,192	134,300
84	Banyuwangi - Jatim	11,292	135,500
85	Denpasar - Bali	10,983	131,800
86	Denpasar - Bali	10,983	131,800
87	Denpasar - Bali	10,983	131,800
88	Lombok - NTB	12,283	147,400

Lampiran 6

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
						109	124	131	135	140	145	155			
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111		
						90	122	133	138	144	153	161	172		
Iron															
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1		
						216	384	490	574	680	975	609	654		
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4		
						215	384	490	574	680	975	609	654		
Carbon steels															
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0				
								487	559	685	1169				
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3				
								487	559	685	1168				
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3				
								501	582	699	971				
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6				
								487	559	685	1090				
Chromium (low) steels															
$\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9				
								492	575	688	969				
1 Cr- $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4				
								492	575	688	969				
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2				
								492	575	688	969				

Lampiran 7

Lampiran 8



**Stocking Distributor of Quality American Made Boiler Tubes,
Condenser Tubes & Heat Exchanger Tubing**

Anderson Tube maintains a 1/2 million foot inventory of carbon steel pressure tubing including boiler tubes, condenser tubes and heat exchanger tubes all made in the USA.

Stocked Sizes (Listed Below)

- ASME SA-178A & ASME SA-214

Non-Stocked Sizes & Materials (Available Via Direct Shipment)

- ASME SA-178A & ASME SA-214
- ERW Air Heater Tubes in Carbon Steel & Cor-Ten®
- Seamless Boiler Tubes in SA-192, SA-209, SA-210, SA-2113 & Other Alloys



Tubing Inventory

CARBON STEEL BOILER TUBING, HEAT EXCHANGER & CONDENSER TUBES ASME SA-178A GRADE A / SA-214

TUBE OUTSIDE DIAMETER	TUBE MIN WALL / APPROX GAUGE						
	.085 16 GA	.080 14 GA	.090 15 GA	.105 12 GA	.120 11 GA	.130 10 GA	.150 9 GA
3/4" (1.750)		X					
1" (1.000)			X				
1-1/4" (1.250)			X		X		
1-1/2" (1.500)			X		X		
2" (2.000)			X	X	X	X	X
2-1/2" (2.500)				X	X	X	
3" (3.000)				X	X	X	
3-1/2" (3.500)					X		
4" (4.000)						X	

- Tubes marked with an "X" are stocked for immediate shipment.
- Most tubes are maintained in truckload quantities.
- All of our tubing inventory is made in the U.S.A.

Tube Weight Per Foot Chart

**AVERAGE WEIGHT PER FOOT CARBON STEEL BOILER TUBE, CONDENSER AND HEAT EXCHANGER TUBES
SA-178 GRADE A / SA-214**

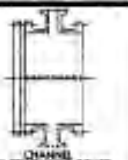
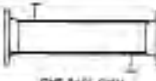


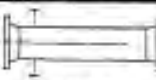
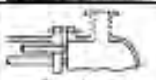
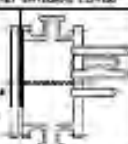
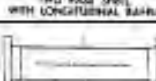
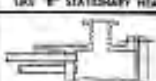

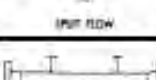
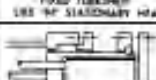

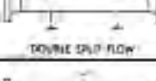
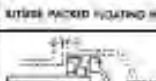
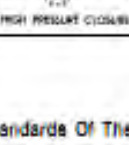

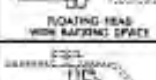
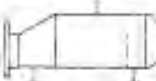
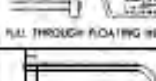
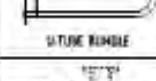
TUBE OUTSIDE DIA.	TUBE MIN WALL / APPROX. GAUGE							
	0.085 16GA	0.080 16GA	0.075 15GA	0.185 12GA	0.120 11GA	0.135 10GA	0.190 9GA	0.195 8GA
0.750	.51339	.5044	.7150	.7765	.8656	.6474		
1.000	.7831	.8078	.8914	1.082	1.214	1.340	1.461	1.575
1.250		1.146	1.280	1.388	1.563	1.733	1.897	2.055
1.500		1.393	1.544	1.684	1.913	2.126	2.333	2.536
2.000		1.867	2.097	2.305	2.611	2.912	3.210	3.496
2.250		2.126	2.374	2.601	2.966	3.305	3.643	3.970
2.500		2.382	2.650	2.916	3.316	3.680	4.089	4.459
3.000			3.203	3.527	4.016	4.483	4.953	5.417
3.250				3.833	4.357	4.876	5.390	5.897
3.500				4.135	4.706	5.260	5.826	6.380
4.000				4.730	5.406	6.055	6.700	7.330

Boiler tube weights are calculated using the following formula: $(OD-MW) \times 0.785 \times MW \times 10.68$

Anderson Tube Co., Inc.
1400 Fairgrounds Road
Hatfield, PA 19440








Toll Free: 800-623-2258
Phone: 215-855-0118
Fax: 215-855-4147

FIGURE N-1.2

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A		E		L	
	FLANGE AND REMOVABLE COVER		ONE PASS SHELL		FIXED TUBESHEET 180° STATIONARY HEAD
B		F		M	
	JACKET INTEGRAL COVER		TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE		FIXED TUBESHEET 180° STATIONARY HEAD
C		G		N	
	REMOVABLE TUBE SHEET AND FLANGE		SPLIT FLOW		FIXED TUBESHEET 180° STATIONARY HEAD
D		H		P	
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE SHEET AND REMOVABLE COVER		DOUBLE SPLIT FLOW		OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
E		J		Q	
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE SHEET AND REMOVABLE COVER		DIVIDED FLOW		FLOATING HEAD WITH GASKETED SPACE
F		K		R	
	EQUAL HIGH PRESSURE CLOSURE		BOTTLE TYPE BAFFLE		FULL THROUGH FLOATING HEAD
G		X		U	
			CROSS FLOW		U-TUBE BUNDLE
H				V	
					EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Lampiran 9

Element Classifications

PLANE Elements	Pictorials
PLANE13 2-D Coupled-Field Solid 4 nodes 2-D space DOF: TEMP, AZ, UX, UY, VOLT	
PLANE25 Axisymmetric-Harmonic 4-Node Structural Solid 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	
PLANE35 2-D 6-Node Triangular Thermal Solid 6 nodes 2-D space DOF: TEMP	
PLANE53 2-D 8-Node Magnetic Solid 8 nodes 2-D space DOF: VOLT, AZ, CURR, EMF	
PLANE55 2-D 4-Node Thermal Solid 4 nodes 2-D space DOF: TEMP	
PLANE75 2-D Axisymmetric-Harmonic 4-Node Thermal Solid 4 nodes 2-D space DOF: TEMP	
PLANE77 2-D 8-Node Thermal Solid 8 nodes 2-D space DOF: TEMP	

DAFTAR PUSTAKA

- El – Wakil, M.M. 1988. *“Power Plant Technology”*. Singapore : Fong & Sons Printers Pte. Ltd.
- Incropera, Frank P. dkk. 2011. *“Fundamentals of Heat And Mass Transfer, Seventh Edition”*. United State of America : John Wiley & Sons, Inc.
- Malek, Mohammad A. 2005. *“Power Boiler Design”, Inspection, and Repair ASME CODE SIMPLIFIED*. United State of America : The Mc. Graw – Hill Companies, Inc.
- Moran, Michael J. & Shapiro, Howard N. *“Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th edition”*. United State of America : Jhon wiley & sons, Inc.
- N. Nakasone, T. A. Stolarski and S. Yoshimoto, *“Engineering Analysis With ANSYS Software”*. British : Elsevier Butterworth – Heinemann.
- Nag, P.K. 2008. *“Power Plant Engineering Third Edition”*. New Delhi : Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
- Byrney, Richard C.
- Payne, F. William. dkk. 1996. *“Efficient Boiler Operations Sourcebook, Fourth Edition”*. United State of America : The Fairmont Press, Inc.
- Raja, A.K. dkk. 2006. *“Power Plant Engineering”*. New Delhi : New Age International (P) Limited, Publisher.
- Tim NUS Training Corporation. 1983. *“Power Principle for Power Plant Practice Series of Boilers”*. United State of America : NUS Training Corporation.
- Tim NUS Training Corporation. 1983. *“Power Principle Basic Series of Basic Power Plant Operation”*. United State of America : NUS Training Corporation.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Sidoarjo, pada tanggal 17 Mei 1993, dari pasangan Bapak Moch Arif Nasution dan Ibu Masririn. Penulis merupakan anak tunggal.

Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Batik-Sidoarjo (1997-2000), SD Negeri Sidokumpul-Sidoarjo (2000-2006), SMP Negeri 2 Sidoarjo (2006-2009), SMA Negeri 4 Sidoarjo (2009-2012).

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112 030 076. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama.

Di bidang akademik, penulis aktif sebagai grader/asisten Laboratorium Metalurgi (Koordinator 2014-2015). Di bidang non-akademik, penulis aktif dalam mengikuti berbagai pelatihan *leadership* dan organisasi.. Pelatihan kepemimpinan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain : LKMM Pra-TD FTI-ITS, LKMM TD HMDM FTI-ITS, PP LKMM FTI-ITS. Organisasi yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain : Bendahara I Tim Mobil Listrik Nogogeni 3 D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis dapat dihubungi di E-mail : andriani34@gmail.com